
Charakterisierung und Modellierung der Raddynamik- messtechnik für die Validierung von Fahrdynamikmo- dellen

Vom Fachbereich Maschinenbau der
Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

vorgelegt von

Yang Wang, M.Eng.
aus Anhui, China

| | |
|-----------------------------|-------------------------------------|
| Berichterstatter: | Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner |
| Mitberichterstatter: | Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht |
| Tag der Einreichung: | 08.08.2017 |
| Tag der mündlichen Prüfung: | 17.10.2017 |

Darmstadt 2017

D 17

Wang, Yang

Charakterisierung und Modellierung der Raddynamikmesstechnik für die Validierung von Fahrdynamikmodellen

Darmstadt, Technische Universität Darmstadt,

Jahr der Veröffentlichung der Dissertation auf TUprints: 2018

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-73551

Tag der mündlichen Prüfung: 17.10.2017

Veröffentlicht unter CC BY-SA 4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/>

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) der TU Darmstadt. Die Inhalte der Dissertation wurden maßgeblich im Rahmen des Forschungsprojektes „Dynamisches Messverhalten der Raddynamikmesstechnik“ in Kooperation mit A&D Europe GmbH erarbeitet.

Besonders bedanken möchte ich mich beim Leiter des Fachgebietes Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt und Doktorvater meiner Arbeit, Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner. Die stets konstruktiven wissenschaftlichen Diskussionen und die wertvollen Anregungen sowie die mir gewährten Forschungsfreiräume haben nicht nur zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen, sondern haben in der Zeit bei FZD meine persönliche Entwicklung geprägt.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht vom Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt danke ich für die Übernahme des Korreferats.

Dem China Scholarship Council danke ich für die finanzielle Unterstützung, die die durchgängige Bearbeitung des vorliegenden Forschungsprojekts ermöglicht hat.

Des Weiteren danke ich bei Herrn Dr. Jürgen Bredenbeck, Herrn Zoltán Barabás und Herrn Helge Rasch der A&D Europe GmbH, für die wertvolle Unterstützung und die sehr gute Zusammenarbeit.

Herrn Prof. Tiemann, der ehemalige Leiter des Lehrstuhls der TH Bingen, danke ich herzlich für die Unterstützung bei der Versuchsdurchführung auf dem Flachbandprüfstand.

Darüber hinaus gilt mein Dank Herrn Christian Daume vom Institut für Produktionsmanagement, Technologie und Werkzeugmaschinen für seine Unterstützung bei der Durchführung der Modalanalyse.

Während der Arbeit am Institut haben die Kolleginnen und Kollegen des Fachgebiets Fahrzeugtechnik einschließlich des Sekretariats mir sehr viel geholfen, dafür möchte ich mich herzlich bedanken. Mein besonderer Dank gilt der FZD-Werkstatt, ohne die die praktische Umsetzung der Versuche nicht möglich gewesen wäre.

Ebenso bei den studentischen Abschlussarbeiten, sowie den studentischen Hilfskräften, für die stetige Unterstützung durch ihre praktischen und theoretischen Beiträge.

Ganz herzlich danken möchte ich meiner Freundin Yanhua, meinen guten Freunden und meiner Familie, insbesondere meinen Eltern, die mich immer geduldig und liebevoll unterstützt und den notwendigen Rückhalt gegeben haben. Ohne ihren Zuspruch und ihr entgegengebrachtes Vertrauen wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

*Meinen Eltern,
in Liebe.*

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|-------------|
| Vorwort | III |
| Inhaltsverzeichnis | V |
| Abkürzungen | IX |
| Formelzeichen und Indizes | X |
| Kurzzusammenfassung | XIII |
| 1 Einleitung | 1 |
| 1.1 Motivation | 1 |
| 1.2 Grundlagen Raddynamikmesstechnik | 4 |
| 1.2.1 Koordinaten | 5 |
| 1.2.2 Wheel Force Sensor (WFS) | 6 |
| 1.2.3 Wheel Position Sensor (WPS) | 12 |
| 1.2.4 Laser Ground Sensor (LGS) | 13 |
| 2 Stand der Technik und Forschung | 15 |
| 2.1 Anwendungen von Raddynamikmesstechnik | 15 |
| 2.1.1 Rollwiderstand | 15 |
| 2.1.2 Längsdynamik | 17 |
| 2.1.3 Querdynamik | 20 |
| 2.1.4 Vertikaldynamik | 23 |
| 2.1.5 Fahrdynamikregelung | 26 |
| 2.2 Anforderungen an Raddynamikmesstechnik | 27 |
| 2.2.1 Handhabung | 27 |
| 2.2.2 Genauigkeit | 31 |
| 2.2.3 Robustheit | 36 |
| 2.2.4 Sonstiges | 37 |
| 2.3 Auswertung Wheel Force Sensor | 38 |
| 2.3.1 Messprinzipien | 38 |
| 2.3.2 Entwurf | 39 |
| 2.3.3 Konstruktionsmaterial | 42 |
| 2.3.4 Weiterentwicklung | 44 |
| 2.4 Auswertung der Abstützungseinheit | 44 |
| 2.4.1 Abstützungseinheit für WFS-Koordinatensystem | 44 |
| 2.4.2 Wheel Position Sensor (WPS) | 47 |
| 2.4.3 Laser Ground Sensor (LGS) | 50 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 2.5 | Physikalische Modellierung vom Reifen | 51 |
| 2.5.1 | Enveloping-Verhalten | 51 |
| 2.5.2 | Dynamische Reifenmodelle | 53 |
| 2.5.3 | Parameteridentifikation | 56 |
| 2.6 | Anwendungsgrenzen der Raddynamikmesstechnik | 57 |
| 2.6.1 | Einfluss von eingebauten Sensoren am Rad auf die Fahrdynamikeigenschaften des Versuchsfahrzeugs | 58 |
| 2.6.2 | Dynamisches Messverhalten des WFS | 61 |
| 2.6.3 | Nullabgleich und Koordinatensystem | 62 |
| 2.6.4 | Unwuchten und Reifenungleichförmigkeit | 64 |
| 2.6.5 | Messung der μ -Schlupf-Kurve beim Bremsen | 66 |
| 2.7 | Fazit und Schlussfolgerung der Literaturrecherche | 69 |
| 3 | Zielsetzung und Methodik | 71 |
| 3.1 | Zielsetzung | 71 |
| 3.2 | Methodik | 72 |
| 4 | Untersuchungswerkzeuge und Versuchsmethodik | 75 |
| 4.1 | Grundüberlegungen zu Prüfständen | 75 |
| 4.1.1 | Anforderungen | 75 |
| 4.1.2 | Bewertungsmethodik | 76 |
| 4.1.3 | Messung der Referenzkraft am Radaufstandspunkt | 79 |
| 4.1.4 | Synchronisation | 80 |
| 4.2 | Vierstempelprüfstand | 81 |
| 4.3 | Hydropulser | 82 |
| 4.4 | Flachbandprüfstand | 83 |
| 4.5 | Grundüberlegungen zu Fahrversuchen | 85 |
| 4.5.1 | Anforderungen | 85 |
| 4.5.2 | Bewertungsmethodik | 86 |
| 4.6 | Versuchsfahrzeug für Fahrversuche | 87 |
| 4.7 | Versuchsmethodik zur Durchführung von Fahrversuchen | 88 |
| 4.7.1 | Versuchsvorbereitungen und -bedingungen | 88 |
| 4.7.2 | Durchführung der Bremsversuche | 89 |
| 5 | Modellierung der Raddynamikmesstechnik | 91 |
| 5.1 | Zielsetzung | 91 |
| 5.2 | Anforderungen | 91 |
| 5.3 | Modellannahmen | 92 |
| 5.3.1 | Messung des WFS | 92 |
| 5.3.2 | Punktkontaktmodelle | 92 |
| 5.3.3 | In-Plane-Rigid-Ring-Modell | 94 |
| 5.4 | Parametrierungsmethodik | 96 |
| 5.4.1 | Multi-Parameteridentifikation | 97 |

| | | |
|----------|---|------------|
| 5.4.2 | Sensitivitätsanalyse | 97 |
| 5.4.3 | Trägheitsmomente und Massen des Rades..... | 97 |
| 5.4.4 | Modalanalyse | 98 |
| 5.5 | Fazit | 101 |
| 6 | Vertikaldynamisches Messverhalten | 102 |
| 6.1 | Vierstempelprüfstand..... | 102 |
| 6.1.1 | Zielsetzung | 102 |
| 6.1.2 | Synchronisation..... | 102 |
| 6.1.3 | Versuchsergebnisse | 105 |
| 6.2 | Hydropulser | 108 |
| 6.2.1 | Zielsetzung | 108 |
| 6.2.2 | Kriterien | 110 |
| 6.2.3 | Quasi-Statische Messung | 110 |
| 6.2.4 | Dynamische Messung | 111 |
| 6.3 | Flachbandprüfstand | 121 |
| 6.3.1 | Zielsetzung und Hypothesen | 121 |
| 6.3.2 | Messung ohne Rad | 121 |
| 6.3.3 | Messung mit stehendem Rad | 123 |
| 6.3.4 | Simulationsergebnisse..... | 127 |
| 6.3.5 | Messung mit rotierendem Rad | 128 |
| 6.4 | Fazit und Diskussion zu den Ergebnissen | 129 |
| 7 | Nullabgleich und Koordinatensysteme | 131 |
| 7.1 | Nullabgleich | 131 |
| 7.1.1 | Störeinflüsse..... | 131 |
| 7.1.2 | Optimierungsvorschläge | 133 |
| 7.1.3 | Fazit..... | 135 |
| 7.2 | Koordinatensysteme | 135 |
| 7.2.1 | Messprozedur | 135 |
| 7.2.2 | Fehleranalyse..... | 136 |
| 7.2.3 | Methodik | 137 |
| 7.2.4 | Fehler der Raddrehwinkelmessung..... | 139 |
| 7.2.5 | Messfehler des WPS durch Elastizitäten..... | 142 |
| 7.2.6 | Optimierungsvorschläge | 143 |
| 7.2.7 | Fazit..... | 144 |
| 8 | Längsdynamisches Messverhalten..... | 145 |
| 8.1 | Zielsetzung und Hypothesen | 145 |
| 8.1.1 | Streuung und Unsicherheit in den ermittelten μ -Schlupf-Kurven..... | 145 |
| 8.1.2 | Übertragungsfunktionen..... | 146 |
| 8.1.3 | Fragestellungen und Hypothesen | 147 |
| 8.2 | Eigenfrequenzen der Abstützungseinheiten..... | 151 |

| | | |
|-----------|--|------------|
| 8.2.1 | Abstützungseinheiten | 151 |
| 8.2.2 | Hammerschlagversuch | 152 |
| 8.2.3 | Geradeausfahren mit konstanter Geschwindigkeit | 153 |
| 8.3 | Bremsversuche | 153 |
| 8.3.1 | Datensynchronisation..... | 154 |
| 8.3.2 | Streuungen | 155 |
| 8.3.3 | Signalschwankungen..... | 157 |
| 8.3.4 | Kompensation von Radmasse und Aufbaunicken..... | 160 |
| 8.4 | Simulation | 163 |
| 8.4.1 | Simulationskonzepte | 163 |
| 8.4.2 | Mit fixierter Radmitte | 165 |
| 8.4.3 | Viertelfahrzeugmodell..... | 169 |
| 8.5 | Fazit und Optimierungsvorschläge..... | 173 |
| 9 | Fazit und Ausblick | 176 |
| 9.1 | Fazit..... | 176 |
| 9.2 | Ausblick..... | 179 |
| A. | Anhang | 181 |
| A.1 | Koordinatensysteme | 181 |
| A.2 | Transformation der Koordinatensysteme | 183 |
| B. | Spezifikationen | 186 |
| C. | Versuchsergebnisse | 188 |
| C.1 | Modalanalyse..... | 188 |
| C.2 | Vierstempelprüfstand..... | 189 |
| C.3 | Hydropulser | 190 |
| C.4 | Flachbandprüfstand | 191 |
| C.5 | Bremsversuche | 192 |
| | Literaturverzeichnis | 194 |
| | Eigene Veröffentlichungen | 207 |
| | Betreute studentische Arbeiten..... | 208 |
| | Lebenslauf | 210 |

Abkürzungen

| Abkürzung | Beschreibung |
|------------------|--|
| <i>ABS</i> | Anti-Blockier-System |
| <i>ADMA</i> | Automotive Dynamic Motion Analyzer |
| <i>ASR</i> | Antriebsschupfregelung |
| <i>CAE</i> | Computer-aided Engineering |
| <i>CAN</i> | Controller Automotive Network |
| <i>DMS</i> | Dehnungsmessstreifen |
| <i>ESC</i> | Electronic Stability Program |
| <i>FEM</i> | Finite Elemente Methode |
| <i>FFT</i> | Fast Fourier Transformation |
| <i>FZD</i> | Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt |
| <i>FRF</i> | Frequency Response Function |
| <i>LDS</i> | Laser Distance Sensor |
| <i>LDV</i> | Laser Doppler Velocimeter |
| <i>LGS</i> | Laser Ground Sensor |
| <i>Lkw</i> | Lastkraftwagen |
| <i>NVH</i> | Noise, Vibration, Harshness |
| <i>PETRA</i> | Personenwagen-Reifen-Traktions-Messanhänger |
| <i>PFS</i> | Plate Force Sensor |
| <i>Pkw</i> | Personenkraftwagen |
| <i>TPA</i> | Transferpfadanalyse |
| <i>USV</i> | Unterbrechungsfreie Stromversorgung |
| <i>WFS</i> | Wheel Force Sensor |
| <i>WFT</i> | Wheel Force Transducer |
| <i>WPS</i> | Wheel Position Sensor |

Formelzeichen und Indizes

| Symbol | Einheit | Beschreibung |
|------------|-----------------------|---|
| a | m/s ² | Beschleunigung |
| a_c | m | die Hälfte der Kontaktlänge |
| A | °, rad | Winkel |
| c | N/m | Steifigkeit |
| d | Ns/m | Dämpfung |
| I | mA | Strom |
| J | kgm ² | Massenträgheitsmoment |
| L | m | Abstand |
| m | kg | Masse |
| M | Nm | Moment |
| M_c | - | Kalibrierungsmatrix |
| N | - | Anzahl |
| p | bar | Bremsdruck |
| P | mm | Position, Messwerte des WPS |
| f | Hz | Frequenz |
| F | N | Kraft |
| g | 9,81 m/s ² | Erdbeschleunigung |
| r | m | Radius |
| S | - | Schlupf |
| t | s | Zeit |
| Δt | s | Zeitverzug |
| v | m/s | Geschwindigkeit |
| z | m | Vertikalposition |
| \dot{z} | m/s | Vertikalgeschwindigkeit |
| \ddot{z} | m/s ² | Vertikalbeschleunigung |
| α | °, rad | Schräglaufwinkel |
| β | °, rad | Schwimmwinkel |
| γ | °, rad | Sturz |
| Γ | - | Kohärenz |
| δ | °, rad | Lenkwinkel |
| Δ | - | Differenz |
| θ | °, rad | Nickwinkel, Drehwinkel |
| σ | m | Relaxationslänge |
| μ | - | Reibwert |
| ψ | °, rad | Gierwinkel |
| φ | °, rad | Wankwinkel |
| ω | rad/s | Winkelgeschwindigkeit/ Erregerkreisfrequenz |

| Index | Beschreibung |
|----------------|--|
| <i>O</i> | Startposition, Anfangs-, effektiv |
| <i>A</i> | Aufbau |
| <i>B</i> | Reifengürtel (engl. belt) |
| <i>c</i> | Reifenkontaktpunkt (engl. contact), Kalibrierung (engl. calibration) |
| <i>d</i> | dynamisch |
| <i>D</i> | Dämpfer |
| <i>e</i> | Fehler (engl. error) |
| <i>eig</i> | Eigenfrequenz |
| <i>g</i> | Grenze |
| <i>h</i> | hinten |
| <i>H</i> | horizontiertes Koordinatensystem |
| <i>i</i> | Nummer |
| <i>IR</i> | innerer Ring |
| <i>komp</i> | Kompensation |
| <i>l</i> | links |
| <i>LGS</i> | mit LGS gemessen |
| <i>M</i> | WFS-Koordinatensystem |
| <i>OR</i> | äußerer Ring |
| <i>P</i> | Prüfstand |
| <i>r</i> | rechts, rechnerisch, rotierend |
| <i>ra</i> | radial |
| <i>rms</i> | der quadratische Mittelwert (engl. root mean square) |
| <i>RR</i> | Rigid-Ring |
| <i>RT</i> | Radträger |
| <i>s</i> | Schlupf |
| <i>S</i> | Sensorfestes Koordinatensystem, das rotierende WFS-Koordinatensystem |
| <i>S350</i> | mit Correvit® S-350 gemessen |
| <i>SUS</i> | Radaufhängung |
| <i>SW</i> | Seitenwand |
| <i>T</i> | reifenfestes Koordinatensystem |
| <i>U</i> | Unwuchten |
| <i>v</i> | vorne |
| <i>V</i> | fahrzeugfestes Koordinatensystem |
| <i>w</i> | Rad |
| <i>W</i> | radfestes Koordinatensystem |
| <i>WFS</i> | Wheel Force Sensor |
| <i>x, y, z</i> | Koordinatenrichtung x, y, z |
| <i>θ</i> | Torsion |

Kurzzusammenfassung

Die virtuelle Entwicklung im Bereich der Fahrdynamik spielt heutzutage eine immer wichtigere Rolle. In der Modellparametrierung und –validierung bestehen an einigen Stellen noch Defizite. Die Simulationsergebnisse der erstellten Modelle stimmen oft nicht mit den Versuchsergebnissen der realen Fahrzeuge überein, was auf Messfehler zurückführbar sein kann. Seit Jahrzehnten wird großer Wert auf die Raddynamik gelegt, da alle Kräfte und Momente zwischen Fahrzeug und Fahrbahn durch den Reifen übertragen werden. Raddynamikmesstechnik wie Wheel Force Sensor (WFS), Wheel Position Sensor (WPS) und Laser Ground Sensor (LGS) messen die Radkräfte und -momente, die Positionen, Winkeländerungen und Geschwindigkeiten des Rades. Trotz der ständigen Optimierung der Raddynamikmesstechnik werden bei der Bewertung der Messergebnisse und beim Abgleich mit Simulationsergebnissen für die Raddynamikmesstechnik üblicherweise nur stark idealisierte Modelle verwendet. Im letzten Jahrzehnt wurde deutlich, dass die Raddynamikmesstechnik ihre eigene, nicht zu vernachlässigende Messdynamik besitzt. Insbesondere in dynamischen Situationen ist der Gültigkeitsbereich der Messungen eingeschränkt. Durch die Untersuchung des dynamischen Verhaltens sollen die Unsicherheiten in der Messung des WFS minimiert werden, so ist bspw. zu klären, inwieweit bei der Messung der μ -Schlupf-Kurve im Fahrversuch die Messtechnik einen Beitrag zum Streuungsverhalten in Fahrversuchen leistet. Gegenstand dieser Dissertation ist daher die wissenschaftliche Charakterisierung und Modellierung der Raddynamikmesstechnik für die Validierung von Fahrdynamikmodellen.

Auf einem Vierstempelprüfstand werden die Einflüsse der Dämpfereinstellungen auf die Messdynamik des WFS untersucht und Methoden zur Kompensation des Einflusses der Trägheitskraft diskutiert. Diese werden durch Viertelfahrzeug-Untersuchungen auf einem Hydropulser und auf einem Flachbandprüfstand ergänzt. Mithilfe des Hydropulsers werden zwei Simulationsmodelle unter Betrachtung des WFS erfolgreich erstellt und in hoher Güte validiert. Die Ergebnisse zeigen, dass die Charakteristika der Messtechnik mit dem linearen Modellierungsansatz bis ca. 100 Hz abgebildet werden können. Dadurch werden die Erkenntnisse über die Modellbildung und die Parametrierung der Reifenmodelle vertieft. Weiterhin werden darauf basierend die Versuche auf dem Flachbandprüfstand mit dem Viertelfahrzeug-Konzept durchgeführt. Somit wird das dynamische Messverhalten des WFS identifiziert und die Gültigkeitsgrenze für Messungen vor und nach der Trägheitskraftkompensation bestimmt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Eigenschwingung des Reifens die Gültigkeitsgrenze der Messung im Frequenzbereich setzt.

Die Vor- und Nachteile von zwei Nullabgleichmethoden werden analysiert. Darauf basierend werden Optimierungsvorschläge abgeleitet. Durch die Modellierung der Raddynamikmesstechnik der verschiedenen Konzepte wird in den Simulationen die Charakteristik der Messung für die Koordinatentransformation analysiert. Eine Messprozedur für die Koordinatentransformation wird vorgeschlagen. Darüber hinaus wird erkannt, dass die Steifigkeit der Abstützungseinheit für die Raddynamikmesstechnik einen merklichen Einfluss auf das Messergebnis hat.

Im letzten Teil dieser Arbeit werden die Einflussfaktoren auf die Messung der μ -Schlupf-Kurve und die Übertragungsfunktionen untersucht. Zahlreiche verfälschende Einflüsse werden durch Hammerschlagversuche, das Geradeausfahren und die Bremsversuche als Störungen identifiziert. Mithilfe des Rigid-Ring-Modells wird weiterhin die Gültigkeitsgrenze der Messdynamikmodelle qualitativ untersucht. Die Optimierungsvorschläge werden anhand der gewonnenen Erkenntnisse abgeleitet.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Der Begriff Fahrdynamik beschreibt im Sinne der technischen Mechanik die Bewegungen des Kraftfahrzeugs^{1a}, was den Wunsch der Autofahrer nach Fahrfreude, Fahrkomfort und am wichtigsten Sicherheit widerspiegelt. Heutzutage gewinnt die virtuelle Entwicklung im Fahrzeugentwicklungsprozess und insbesondere im Bereich der Fahrdynamik immer mehr an Bedeutung, um umfangreiche und hohe Anforderungen zu erfüllen. Fahrdynamiksimulationen unterstützen die Ingenieure, sich mit komplexen Ursachen, Wechselwirkungen und Zusammenhängen auseinanderzusetzen. Dadurch werden komplette Produktentwicklungsprozesse beschleunigt und gleichzeitig Kosten- und Zeitaufwände für den Realversuch reduziert^{1b}. Je nach Anwendungszweck werden physikalische und empirische Fahrdynamiksimulationsmodelle mit unterschiedlichen Detailierungsgraden für Komponenten und Gesamtsysteme entwickelt. Allerdings steigen mit zunehmender Modellkomplexität auch die Anforderungen an Modellparametrierung und –validierung.

Wie das sogenannte „V-Modell“ aufzeigt, spielt die Verifikation und Validierung mit Erprobung auf verschiedenen Ebenen der Fahrwerkentwicklung eine entscheidende Rolle. Eine frühestmögliche Validierung im Bereich der Fahrdynamiksimulation soll immer angestrebt werden^{1c}. Darüber hinaus bestehen an einigen Stellen im Modellvalidierungsprozess Defizite durch unsystematisch und subjektiv gestaltete Methodik. Dies ist auf eine unzureichende Ableitung der Validitätskriterien und Testanwendungen zurückzuführen^{2a}. Da Simulations- und Versuchsabteilungen bei großen Unternehmen normalerweise getrennt arbeiten, erleichtert eine klare und logische Verbindung der Validierungsprozesse die Kommunikation unter den Ingenieuren und verbessert die Nachvollziehbarkeit des Projektvorgangs deutlich. Zu diesem Prozess gehören Messdatenvalidierung, Parametervalidierung und Modellvalidierung, wobei die Messung schon ab dem ersten Teilprozess eine entscheidende Rolle spielt, um Realversuche und Fahrdynamiksimulation zu verknüpfen. Es kommt häufig vor, dass die Fahrdynamikeigenschaften des erstellten Simulationsmodells nicht mit dem realen Fahrzeug übereinstimmen. Dies kann zum einen an der fehlenden Modellgüte liegen, zum anderen aber auch an den Randbedingungen, die bei der Messung herrschen. Ein Informationsdefizit besteht, wenn unbekannte oder unkontrollierbare Messfehler existieren. Ein Überschreiten des Gültigkeitsbereiches der Messtechnik sowie eine Änderung der Systemeigenschaft durch die eingebaute Mess-

¹ Heißing, B. et al.: Fahrwerkhandbuch, 2013, a: S. 38; b: S. 504; c: S. 512.

² Viehof, M. et al.: Objektivierungspotenzial der operativen Validierung, 2016, a: S. 7; b: S. 5ff.

technik sind in bestimmten Fällen nicht zu vernachlässigen. Deshalb ist eine Übereinstimmung zwischen Messsignalen und den Ausgangsdaten der virtuellen Sensoren in der Simulation die Voraussetzung für weitere Validierungsarbeit^{2b}.

Seit Jahrzehnten wird großer Wert auf die Raddynamik gelegt, da der Reifen des Rades das einzige Medium für die Kräfte- und Momentenübertragung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn ist. Da Messwerte der Raddynamikmesstechnik von vielen Einflussfaktoren wie Komplexität des Reifens, Fahrbahnbeschaffenheit, Wetterverhältnis, Ladungszustand, Reifentyp und sogar Abnutzung des Reifens usw. abhängig sind³, ist die Validierung der Fahrdynamikmodelle anhand Messdaten aus Laborbedingungen sehr beschränkt möglich. Deswegen hat eine genaue Messung im Fahrversuch so nah wie möglich an der Reifen-aufstandsfläche in gewünschtem Koordinatensystem eine wesentliche Bedeutung, um diese stark mit der Zeit und Umgebungsbedingungen variierenden Faktoren auszuschließen. Die Validierung der Fahrdynamikmodelle auf Raddynamikmesstechnik-Ebene ist vorteilhaft für die Entwicklung von Fahrwerkssystem, Reifen, Fahrdynamikregelsystem und zahlreichen anderen fahrdynamikbezogenen Themen. Der Radkraftsensor (engl. Wheel Force Sensor/Transducer: WFS/WFT), auch Messfelge (engl. Measurement Rim) oder Messrad (engl. Measurement Wheel) genannt, stellt heutzutage trotz der hohen Anschaffungskosten eine der am besten geeigneten Lösungen für diese Problematik dar. Er ersetzt die Originalradnabe und sitzt zwischen dem Radträger und der Adaptionfelge, damit werden die Reifenkräfte und –momente von unten durch den Reifen und das Messsystem weiter zum Fahrwerk übertragen. Für eine genauere Messung der Raddynamik sind jedoch auch Informationen über Radvektoren relativ zur Karosserie oder zur Fahrbahn notwendig, um die Transformation der Messwerte in ein bestimmtes Koordinatensystem und die Darstellung der Raddynamikeigenschaften durchführen zu können. Zu diesem Zweck werden Radvektorsensor (engl. Wheel Position Sensor: WPS) und optischer Radgeschwindigkeits- und Radabstandssensor (engl. Laser Ground Sensor: LGS) benötigt, die die Positionen, Winkeländerungen und Geschwindigkeiten vom Rad messen⁴.

Trotz einer steigenden Anzahl von Anwendungen der obengenannten Raddynamikmesstechnik und einer ständig erhöhten Signalqualität durch jahrzehntelange Entwicklung werden für die Raddynamikmesstechnik üblicherweise nur idealisierte Modelle verwendet. Eine direkte Übernahme der Messwerte für Radaufstandsfläche ohne Betrachtung ihrer Messdynamik führt in bestimmten Fällen zum erheblichen Messfehlern. Im letzten Jahrzehnt haben Niemz⁵ und Reul⁶ ein Übertragungsverhalten mit stehendem Rad am Versuchsfahrzeug zwischen der gemessenen Vertikalkraft zur Stempelkraft eines Vierstempelprüfstandes bemerkt. Wie Abbildung 1 darstellt, unterscheidet sich diese Kraftübertragungsfunktion in Amplitude und Phase ab der Aufbaueigenfrequenz (0,5 Hz bis 2

³ Leister, G.: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung, 2009, S. 130.

⁴ A&D Europe GmbH: Vehicle Measurement System, 2016, Zugriff am 11.03.2016.

⁵ Niemz, T.: Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension, 2007, S. 45f.

⁶ Reul, M.: Bremswegverkürzungspotential bei Informationsaustausch und Koordination, 2011, S. 33f.

Hz) nicht nur von der Frequenz, sondern auch von den Dämpfereinstellungen. In dynamischen Situationen ist der Gültigkeitsbereich von WFS wegen der komplexen Dynamik des Reifens noch begrenzt. Daher ist eine Modellierung der Messdynamik von WFS für die Validierung der Fahrdynamikmodelle in Vertikalrichtung von besonderer Bedeutung.

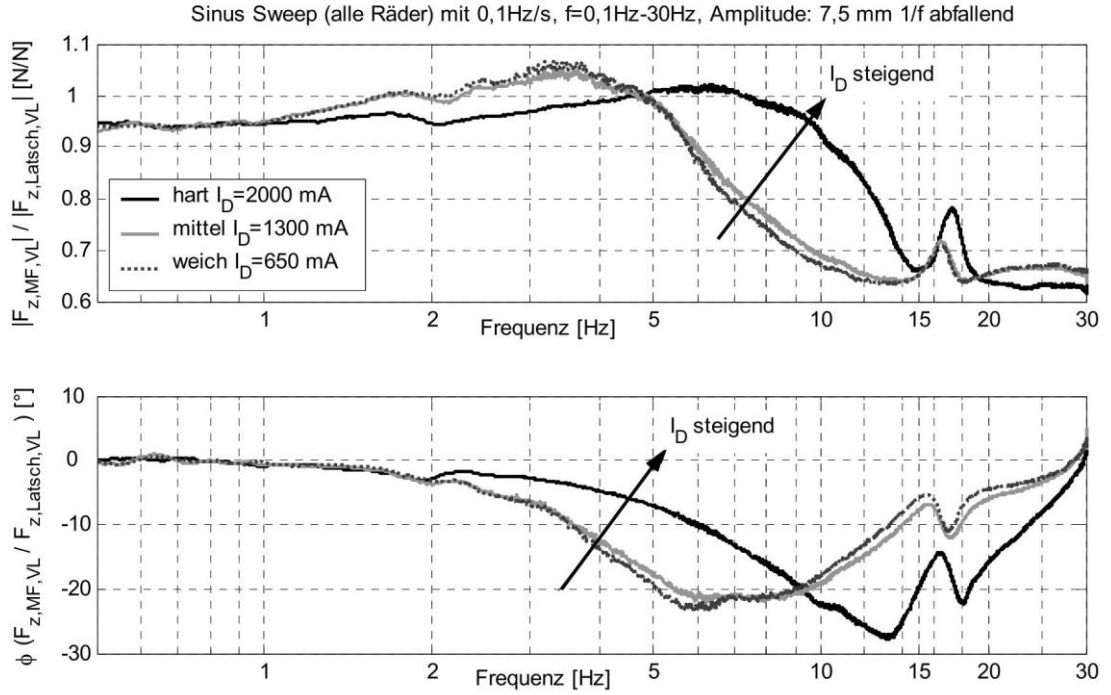


Abbildung 1: Übertragungsfunktion zwischen Radlast der Messfelge (Radnabe) und vertikaler Latschkraft (Stempelkraft) abhängig von verschiedenen passiven Dämpfereinstellungen⁶

Eine weitere Anwendung der Raddynamikmesstechnik wird in Abbildung 2 demonstriert. Die gemessene μ -Schlupf-Kurve eines Reifens am Versuchsfahrzeug für eine Validierung der Längsdynamikmodelle weist ein starkes Streuungsverhalten auf. Die Berechnung erfolgt aus der Raddrehgeschwindigkeit ω_w , dem Quotienten der Radkräfte $F_{x,M}$ und $F_{z,M}$ des WFS an der Vorderachse und der Aufbau­längsgeschwindigkeit $v_{x,V}$ von am Heck des Versuchsfahrzeugs montierten optischen Geschwindigkeitssensor gemäß Gleichung (1.1) und (1.2). r_w^0 entspricht dem effektiven Rollradius mit freirollendem Rad⁷.

$$S_{x,V} = 1 - \frac{\omega_w \cdot r_w^0}{v_{x,V}} \quad (1.1)$$

$$\mu = \frac{F_{x,M}}{F_{z,M}} \quad (1.2)$$

Resultierend aus den zuvor genannten Problemen des Raddynamikmessverhaltens in Vertikalrichtung ist zu vermuten, dass das Streuungsverhalten aus einer Kombination von den Eigenschaften der Raddynamik selbst und der Raddynamikmesstechnik besteht. Da-

⁷ Mitschke, M. et al.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 2014, S. 23.

her sollte erst ein tiefgehendes Verständnis für das Raddynamikmesssystem erreicht werden, bevor eine Qualitätsverbesserung der Validierung von Fahrdynamikmodellen angestrebt wird.

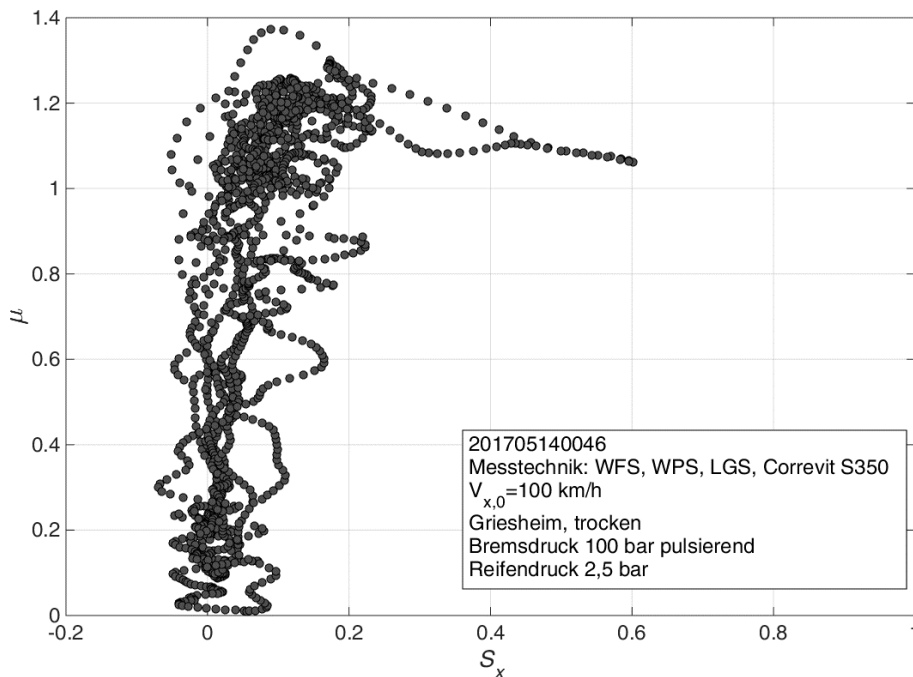


Abbildung 2: Eigene Messung der μ -Schlupf-Kurve eines Reifens mit pulsierendem Bremsdruck auf dem August-Euler-Flugplatz Griesheim

1.2 Grundlagen Raddynamikmesstechnik

Die Aufgaben der Raddynamikmesstechnik in Bezug auf die vorliegende Arbeit sind, die Zustandsgrößen vom Rad wie Kräfte und Momente, Positionen und Winkeln relativ zur Karosserie und zur Fahrbahn, sowie die Geschwindigkeit über Grund in Echtzeit zu ermitteln. Wie Abbildung 3 darstellt, kann die Messtechnik einzeln oder integriert universell in Versuchsfahrzeug oder in Prüfstand eingebaut werden, solange es der Messbereich und die Geometrie der Adaption zulässt.



Abbildung 3: Mit Raddynamikmesstechnik (WFS, WPS, LGS) ausgestattetes Versuchsfahrzeug auf dem August-Euler-Flugplatz Griesheim

1.2.1 Koordinaten

Das Kraftfahrzeug besteht aus vielen Komponenten wie Aufbau, Rädern, Federn, Dämpfern und Führungsteilen für Fahrdynamikuntersuchungen. Selbst wenn das Fahrzeug zur Simulation auf vier Räder und einen Aufbau vereinfacht wird, müssen viele Fragestellungen noch in einem entsprechenden Koordinatensystem diskutiert werden. Die für diese Arbeit relevanten Koordinatensysteme sind nach den DIN-Normen im Anhang A.1 aufgelistet und ihre Definitionen beschrieben⁸. Bei Vernachlässigung der Fahrbahnneigung kann die Gesamtfahrzeugbewegung im horizontierten Koordinatensystem behandelt werden, wobei die Z-Achse sich nach oben richtet. Für die Beschreibung der Reifenkennlinien wird jedoch das reifenfeste Koordinatensystem benötigt. Darauf basierend werden auch Reifenversuche auf Prüfständen durchgeführt. Der Unterschied zwischen den beiden Koordinatensystemen wird vor allem bei großen Lenk- und Sturzwinkeln des Reifens deutlich. Bei der Betrachtung des Fahrwerks sind die Bewegungen aller Räder relativ zum Aufbau interessant. Deswegen wird auch Messtechnik benötigt, um die Messung im fahrzeugfesten Koordinatensystem zu ermöglichen. Weiterhin ist darauf zu achten, welche Bezugssysteme die verwendete Messtechnik jeweils nutzt und ob eine weitere Transformation für die Anwendungen nötig ist. Aus diesen Gründen lässt sich vermuten, dass eine Messung in Fahrversuchen mit einem allgemeinen Koordinatensystem ohne genaue Differenzierung schnell an ihre Grenze stößt. Mit entsprechenden Indizes soll die Zugehörigkeit zu dem jeweiligen Koordinatensystem verdeutlicht werden. Im Folgenden werden beispielsweise die Verwendung der verschiedenen Koordinatensysteme für typische Anwendungen in Fahrdynamik in Tabelle 1.1 aufgelistet. Nur wenn eine Angabe des Koordinatensystems nicht zwangsläufig notwendig ist, wie z. B. beim Versuch auf einem Prüfstand, werden die Messsignale ohne Indizes verwendet.

⁸ Mitschke, M. et al.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 2014, S. 3f.

Tabelle 1.1 Verwendete Koordinatensysteme in typischen Anwendungen⁹

| | Anwendungen | Bezugssysteme | Nutzsignale |
|-----------------|----------------------------|---------------|--|
| Längsdynamik | μ -Schlupf-Kurve | reifenfest | $F_{x,T}, F_{z,T}, M_{y,T}, v_{x,T}$ |
| | Rollwiderstand | | |
| | Aufbaubewegung | horizontiert | $\theta_H, F_{x,H}, v_{x,H}$ |
| | Radbewegung | fahrzeugfest | $\delta_V, \gamma_V, F_{z,V}, P_{x,V}, P_{y,V}, P_{z,V}$ |
| Querdynamik | Kraftschluss-Schlupf-Kurve | reifenfest | $F_{y,T}, F_{z,T}, \alpha_T, \gamma_T, V_{x,T}, V_{y,T}$ |
| | Aufbaubewegung | horizontiert | θ_H, φ_H |
| | Eigenlenkverhalten/Lenkung | horizontiert | $F_{x,H}, F_{y,H}, M_{z,H}, \dot{\psi}_H, \beta_H, \delta_H$ |
| | Radbewegung | fahrzeugfest | $P_{x,V}, P_{y,V}, P_{z,V}, \delta_V, \gamma_V$ |
| Vertikaldynamik | Radlastschwankung | horizontiert | $F_{z,H}$ |
| | Radbewegung | fahrzeugfest | $\delta_V, \gamma_V, P_{x,V}, P_{y,V}, P_{z,V}$ |

1.2.2 Wheel Force Sensor (WFS)

Eine Vielzahl von Messtechnik wird für die Messung von dynamischen Radkräften in Fahrversuchen eingesetzt.

Am Achsengehäuse

Die Messung vom Biegemoment am Achsengehäuse von schweren Lkws oder Traktoren durch den Einbau von Dehnungsmessstreifen (DMS) ist eine einfache Lösung für die Ermittlung von Vertikalkräften am Rad. Aufgrund der beträchtlichen Masse zwischen Boden und Messstelle muss deren Trägheitskraft durch zusätzliche Beschleunigungssensoren kompensiert werden, wodurch die Sensitivität und Genauigkeit der Messung leidet¹⁰. Durch orthogonal verlegte DMS und Radwinkelsensor kann die Kraft in Längsrichtung berechnet werden¹¹. Die Nachteile des Konzeptes liegen neben der fehlenden Einsatzmöglichkeit für Pkw auch darin, dass das durch Reifenquerkraft entstandene Moment die Messgenauigkeit des Konzeptes in Form eines Übersprechens stark verschlechtern kann¹². Dafür wird eine speziell entworfene Konstruktion benötigt.

⁹ Rechtssystem wird nach DIN/ISO 70000 definiert: x nach vorne, y nach links und z nach oben. φ, θ, ψ stehen jeweils für die Winkel um X -, Y - und Z -Achse. Lenkwinkel, Schräglaufwinkel, Schwimmwinkel und Sturz sind mit $\delta, \alpha, \beta, \gamma$ zu bezeichnen.

¹⁰ Whittemore, A. P.: Measurement and prediction of dynamic pavement loading, 1969.

¹¹ Long, J. D. et al.: Wheel Force Measurement with Axle-Mounted Gages, 1970.

¹² Leblanc, P. A. et al.: A comparison of the accuracy of two types of instrumentation, 1992.

An der Radaufhängung

Um die Messgenauigkeit für die Raddynamik zu erhöhen, finden speziell konstruierte Multi-Achsen-Sensoren unter Laborbedingungen einen breiten Einsatz. Die Messzellen können für bestimmte Kraftkomponenten innerhalb des Weges der Kraftübertragung verteilt am Reifenprüfstand¹³ oder am Reifenprüffahrzeug¹⁴ eingebaut werden. Als eine kompakte Messzelle mit enger Toleranzbearbeitung unter hochgenauer Kalibrierung kann die Raddynamikmessung auch am Radträger^{15,16} stattfinden. Diese Konzepte können zwar in Versuchsfahrzeuge integriert werden, deren Anwendung ist aber wegen des großen Adaptionaufwandes in realen Fahrversuchen beschränkt.

Eingebettet in die Fahrbahn

Anders als die oben erwähnten Lösungen kann die Raddynamikmessung auch mit fahrbahnbasierten Systemen erfolgen. Eine Messung der dynamischen Reifenkräfte so nah wie möglich an der Reifenaufstandsfläche ermöglicht eine hohe Bandbreite, was für die Untersuchungen von Fahrkomfort bis zu Körperschallabstrahlung von großer Bedeutung ist. Die Multi-Komponente-Messtechnik mit einer hohen Dynamik und Genauigkeit kann wie in Abbildung 4 dargestellt in modifizierte Straßen eingebaut werden, wobei die Messung beim einmaligen Überfahren oder beim Stillstand des Fahrzeugs erfolgt. Damit können die Messdaten für Untersuchungsbereiche wie Aerodynamik und Reifendynamik genutzt werden¹⁷. Eine andere Möglichkeit besteht auch darin, die Kontaktoberfläche zu wechseln, um Einflüsse der Fahrbahn zu messen. Mit einer Glas-Oberfläche kann der Kontaktzustand des Reifens zudem fotografiert werden¹⁸. Ferner ist der Einbau der Messzelle in einen Trommelprüfstand möglich, wodurch wiederholte Messungen mit rotierendem Rad möglich werden¹⁹. Die Begrenzung der Nutzung solcher Systeme liegt in der Regel darin, dass sie nur dynamische Lasten über sehr kurze Fahrbahn- oder Zeitlängen messen können. Idealerweise können die Messzellen entlang der ganzen Fahrbahn verlegt werden²⁰, wobei der Kostenfaktor in der Praxis berücksichtigt werden muss.

¹³ Tiemann, R.: Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS, 1993, S. 144.

¹⁴ Drach, T. J. et al.: Development of a Mobile Tire Test Fixture and Lateral Force Variations, 1991, S. 155.

¹⁵ Lloyd, S. E.: Development of a flat surface tire rolling resistance facility, 1978, S. 2398f.

¹⁶ Gobbi, M. et al.: A Method for Vibration and Harshness Analysis, 2010, S. 293ff.

¹⁷ A&D Europe GmbH: PFS (Plate Force Sensor), 2016, Zugriff am 11.03.2016.

¹⁸ Ginn, J. L. et al.: Road Contact Forces of Truck Tires as Measured in the Laboratory, 1967, S. 1790.

¹⁹ Tsujiuchi, N. et al.: Prediction of spindle force, 2009, S. 2f.

²⁰ Cebon, D.: Interaction Between Heavy Vehicles and Roads, 1993, S. 32.



Abbildung 4: A&D Plate Force Sensor (PFS)¹⁷

Durch mehrere Reihen von Sensorelementen (Abbildung 5) mit unterschiedlichen Ausmaßen kann das eingebettete Konzept auf die Messung der Kontaktspannungsverteilung zwischen Reifenaufstandsfläche und Fahrbahn erweitert werden^{21,22}. Davon kann eine genaue Modellierung der Raddynamik stark profitieren. Für die Messung der Horizontaldynamik des Reifens ist bei diesem Konzept die Flexibilität für Simulation der Fahrbahnoberfläche eher gering.

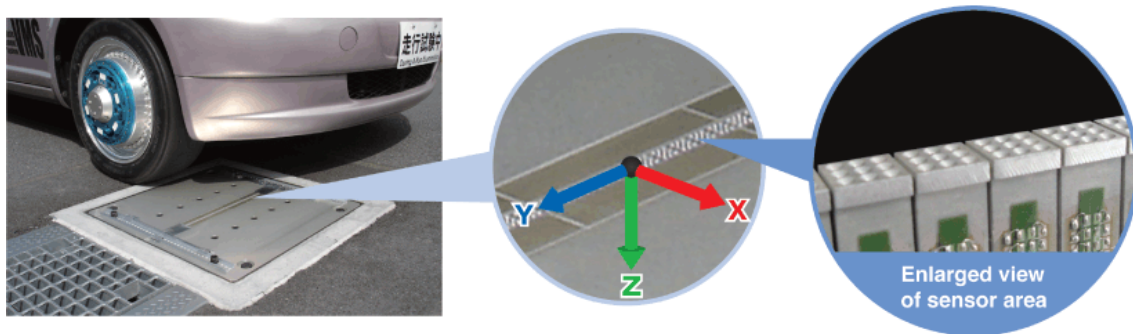


Abbildung 5: A&D Force Matrix Sensor (FMS)²¹

²¹ A&D Europe GmbH: FMS (Force Matrix Sensor), 2016, Zugriff am 11.03.2016.

²² Anghelache, G. et al.: Measuring system for investigation of tri-axial stress distribution, 2011.

An der Nabe (WFS)

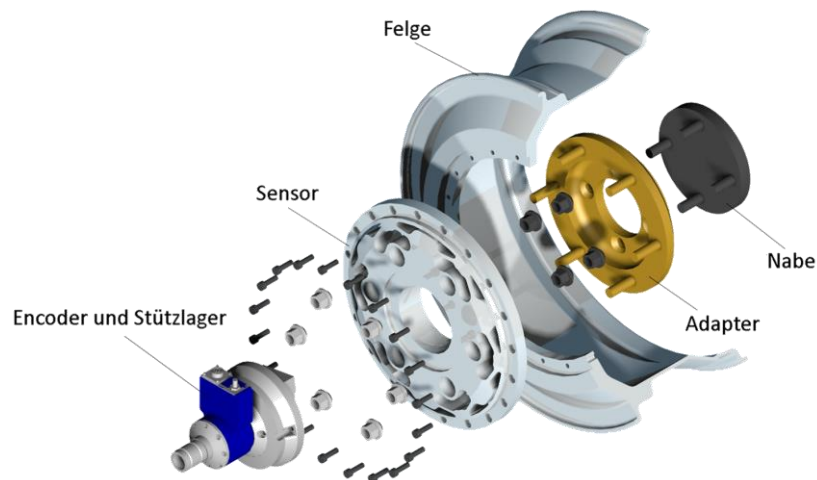


Abbildung 6: A&D Wheel Force Sensor (WFS) mit Felgen- und Nabenadaption²³

Der Begriff Wheel Force Sensor (WFS) ist in dieser Arbeit so definiert, dass der Sensor mit mehrteiligen Adaptionen die Originalfelge des Versuchsfahrzeugs ersetzt und durch ein sorgfältig konstruiertes Multi-Sensoren-Konzept die 6-Komponenten-Radkräfte ($F_{x,M}$, $F_{y,M}$, $F_{z,M}$, $M_{x,M}$, $M_{y,M}$, $M_{z,M}$) wie in Abbildung 8 direkt an der Radnabe mit hoher Genauigkeit in Echtzeit ermittelt. Was der WFS gegenüber den zuvor genannten Sensoren insofern auszeichnet ist, dass nur er die Vorteile der anderen Messtechnik vereint. Wie Abbildung 6 zu entnehmen, befindet sich der WFS zwischen dem Radträger und der Felge. Innen wird ein an die Fahrzeugspezifikation angepasste Nabenadapter benötigt. Dazu muss der Lochkreis angepasst sein, das Messradsystems sicher befestigt und die Einpresstiefe des Rades eingehalten werden. Außen wird der WFS mit der Adaptionsfelge verschraubt. In den meisten Fällen kann diese Adaptierung durch einen Felgenadapter und eine dreiteilige Rennsportfelge, die auf dem Markt verfügbar ist, erfolgen.

Die am Radaufstandspunkt angreifenden sechs Kraft- und Momentkomponenten werden, wie in Abbildung 7 wiedergegeben, über Multi-Messglieder aus Dehnungsmesstreifen (DMS) oder piezoelektrischen Sensoren von der Felge auf den Originalradträger weiter zum Fahrwerk übertragen. Anhand deren Wirkung auf die Messglieder können die eingeleiteten Kräfte und Momente synthetisch berechnet werden.

²³ nach A&D Europe GmbH

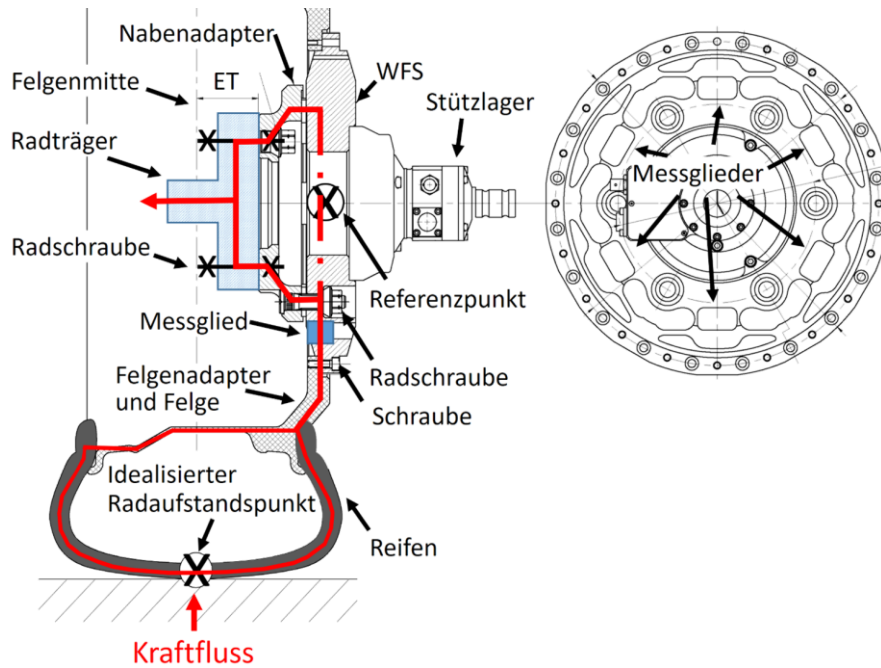


Abbildung 7: Adaption von WFS am Versuchsfahrzeug und der Kraftfluss²⁴

Der Referenzpunkt der Messung befindet sich in der Mitte der Sensorplatte, womit ihre Ebene parallel zur Radmittelebene seitlich versetzt liegt. Da die Messglieder in dem rotierenden Bezugssystem liegen, beinhalten die Messsignale immer eine Funktion des Raddrehwinkels. Der Encoder im Stützlager sorgt für die notwendige Information zur Koordinatentransformation, wobei der Stator je nach Befestigungskonzept seitlich innerhalb oder außerhalb der Felge liegt.

Nach dem Anhang A wird der Raddrehwinkel zwischen der Z_S -Achse und der Z_M -Achse für die Transformation in Abbildung 8 als $\theta_{w,M}$ bezeichnet. Die Kraft- und Momententransformation ins WFS-Koordinatensystem erfolgt mit den untenliegenden Formeln:

$$\begin{aligned} F_{x,M} &= F_{x,S} \cos(\theta_{w,M}) - F_{z,S} \sin(\theta_{w,M}) \\ F_{y,M} &= F_{y,S} \end{aligned} \quad (1.3)$$

$$\begin{aligned} F_{z,M} &= F_{z,S} \cos(\theta_{w,M}) + F_{x,S} \sin(\theta_{w,M}) \\ M_{z,M} &= M_{z,S} \cos(\theta_{w,M}) + M_{x,S} \sin(\theta_{w,M}) \\ M_{y,M} &= M_{y,S} \\ M_{x,M} &= M_{x,S} \cos(\theta_{w,M}) - M_{z,S} \sin(\theta_{w,M}) \end{aligned} \quad (1.4)$$

Vor einer Messaufgabe mit WFS muss der Vorgang für den Nullabgleich (engl. Rezero) durchgeführt werden, um die Z_M -Achse und den Nullwinkel von $\theta_{w,M}$ zu erkennen. Die Z_M -Achse richtet sich normalerweise mit der Schwerkraft.

²⁴ nach einer technischen Zeichnung von A&D Europe GmbH

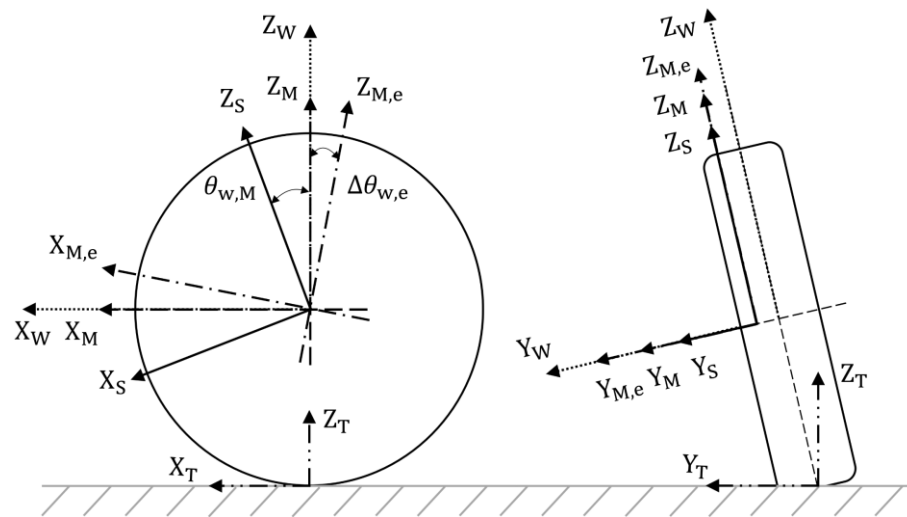


Abbildung 8: Transformation vom sensorfesten Koordinatensystem auf das WFS-Koordinatensystem

Eine Abweichung $\Delta\theta_{w,e}^{25}$ kann in Fahrversuchen zu Winkelinterpretationsfehlern in Kräften und Momenten führen. Dieser Wert kann beim Nullabgleich entstehen, wenn weitere Einflussfaktoren während des Vorgangs nicht betrachtet werden. Auf eine detaillierte Erläuterung wird in Kapitel 7 eingegangen.

Die relativen Fehler $\Delta F_{x,M}$ und $\Delta F_{z,M}$ ²⁶ nach entsprechender Herleitung können folgendermaßen dargestellt werden²⁷:

$$\begin{aligned}\frac{\Delta F_{x,M}}{F_{x,M}} &= \cos(\Delta\theta_{w,e}) - \frac{F_{z,M}}{F_{x,M}} \sin(\Delta\theta_{w,e}) - 1 \\ \frac{\Delta F_{z,M}}{F_{z,M}} &= \cos(\Delta\theta_{w,e}) + \frac{F_{x,M}}{F_{z,M}} \sin(\Delta\theta_{w,e}) - 1\end{aligned}\tag{1.5}$$

Das Kraftverhältnis $F_{z,M}/F_{x,M}$ ist in den meisten Fällen deutlich größer als $F_{x,M}/F_{z,M}$, weshalb die Kraft $F_{x,M}$ viel anfälliger für $\Delta\theta_{w,e}$ ist. Abbildung 9 demonstriert beispielhaft die Kraftkomponenten $F_{x,S}$ und $F_{z,S}$ vor der Koordinatentransformation mit konstanten Kräften in x - und z -Richtung sowie einer Drehgeschwindigkeit von 2,5 U/s. Wie die schwarzen Linien zeigen, können die Kräfte wieder ins WFS-Koordinatensystem interpretiert werden. Mit $\Delta\theta_{w,e} = 5^\circ$ ergeben sich jedoch die relativen Fehler von $\Delta F_{x,M}/F_{x,M} = 352/1000 = 35\%$ und $\Delta F_{z,M}/F_{z,M} = 72/4000 = 1,8\%$. Das gleiche Prinzip gilt auch für weitere Berechnungen, wenn die Z_M -Achse sich nicht im gewünschten Koordinatensystem ausrichtet.

²⁵ Der Index „e“ steht für „error“.

²⁶ „F“ kann durch „M“ in der Gleichung ersetzt werden.

²⁷ Weiblen, W. et al.: Evaluation of Different Designs of Wheel Force Transducers, 1998, S. 6.

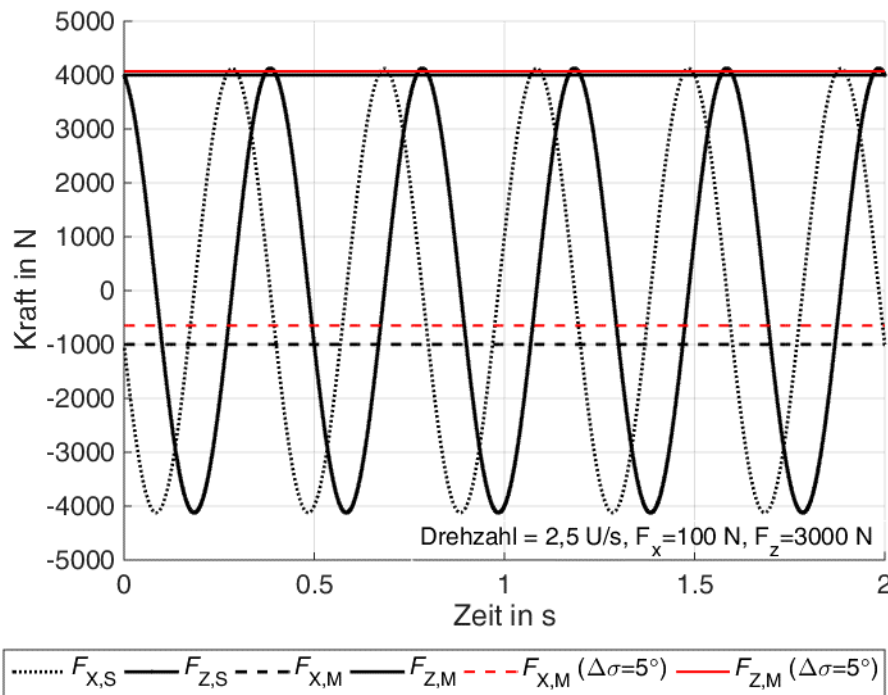


Abbildung 9: Kräftemessung im WFS-Koordinatensystem und sensorfesten Koordinatensystem

Eine gründliche Auseinandersetzung des WFS bezüglich seiner Stärken und Schwächen findet sich in Kapitel 2.

1.2.3 Wheel Position Sensor (WPS)

Der Wheel Position Sensor (WPS) wird wie Abbildung 10 an der Fahrzeugkarosserie befestigt, um die relative Bewegung zwischen Radmittelpunkt (Nr.6 Messpunkt) und Aufbau (Nr.1 Referenzpunkt) durch mechanische oder optische Methoden zu erfassen. Wie in Kapitel 1.2.1 beschrieben, umfassen die Messwerte in Bezug zum fahrzeugfesten Koordinatensystem:

- translatorische Verschiebung des Rades $P_{x,V}$, $P_{y,V}$, $P_{z,V}$
- Sturz $A_{x,V} = \gamma_V$, Raddrehwinkel $A_{y,V} = \theta_{w,M}$, Radeinschlagwinkel $A_{z,V} = \delta_V$

Dadurch kann die Messung von Kinematik und Elastokinematik der Radaufhängung und von der Lenkbewegung am Rad in realen Fahrversuchen gemessen werden. Diese Werte sind für die Themen Fahrdynamik und Fahrkomfort von großer Bedeutung. Darüber hinaus kann ein mechanischer WPS auch das Bezugssystem für den WFS liefern, wenn WFS und WPS für Messaufgaben integriert werden.



Abbildung 10: A&D Wheel Position Sensor (WPS)²⁸

Dynamischen Fahrmanövern wie Bremsungen oder Slalomfahrten üben große Beschleunigungen auf die Karosserie aus. Damit hat der Fahrzeugaufbau eines normalen Pkw auch einen beträchtlichen Nick- oder Wankwinkel. Wenn alle vier Räder eines Versuchsfahrzeugs mit WPS ausgestattet sind, kann die Aufbaubewegung relativ zur Fahrbahn unter der Annahme eines konstanten Abstandes zwischen Radmittelpunkt und einem flachen Boden auch umgerechnet werden. Für eine noch genauere Messung der Aufbaubewegung wird normalerweise ein hochgenaue Inertial-Measurement-Unit eingesetzt.

1.2.4 Laser Ground Sensor (LGS)

Der optische Radgeschwindigkeits- und Radabstandssensor misst mit Hilfe optischer Methoden die Geschwindigkeit $V_{x,T}$, $V_{y,T}$ und Radposition relativ zur Fahrbahn. Der Laser-Doppler-Geschwindigkeitssensor (LDV) mit optischer Frequenzverschiebung²⁹ und das Correvit[®]-Messprinzip auf der Basis optischer Gitter finden oft Anwendung in der Praxis für Geschwindigkeitsmessung. Der berührungslose optische Geschwindigkeitssensor hat eine hohe Messgenauigkeit, gute Linearität und eine hohe Dynamik. Durch Reflektionen einer nassen Fahrbahnoberfläche kann die Messung mit LDV gestört werden, wobei die Messung auf einer künstlichen Oberfläche mit periodischen Strukturen einen Nachteil des Correvit[®]-Sensors darstellt³⁰. Um die Schwächen zu überwinden, werden deshalb bei beiden Konzepten verschiedene Filtertechniken in der Datenauswertung eingesetzt. Mit orthogonal ausgelegten Sensoren kann der Geschwindigkeitsvektor auf der Fahrbahnebene ermittelt werden.

²⁸ A&D Europe GmbH: AD7852 (Wheel Position Sensor), 2016, Zugriff am 11.03.2016.

²⁹ Oldengarm, J. et al.: Laser Doppler velocimeter with optical frequency shifting, 1973.

³⁰ Haus, J. et al.: Optische Gitter: Die Abbildung der Realität, 2007.

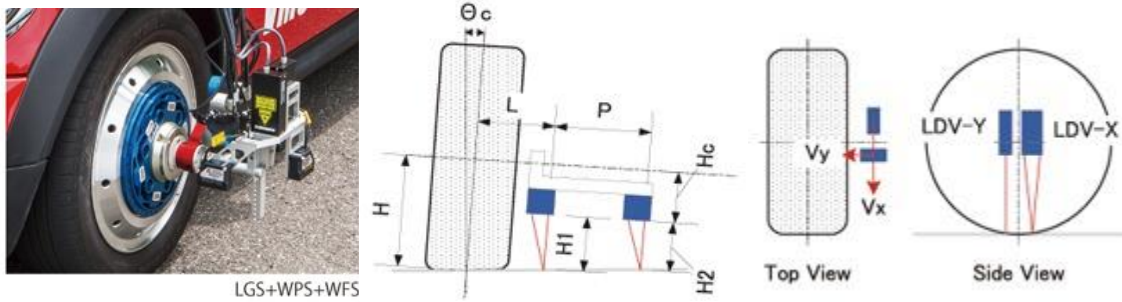


Abbildung 11: A&D Laser Ground Sensor (LGS)³¹

Ein Laser-Abstandssensor (LDS) ist in der Lage, berührungslos den Abstand zwischen sich und einem Objekt zu messen. Die hohe Genauigkeit kann beispielsweise durch die Phasenverschiebung zwischen Sende- und Empfangssignal oder durch optische Triangulation gewährleistet werden³². Mit drei an der Nabe befestigten LDS (Abbildung 11) können relativ zur Fahrbahn der Sturzwinkel γ_T , der Nickwinkel des Aufbaus φ_T sowie die Radmittelhöhe r_d gemessen werden³¹.

³¹ A&D Europe GmbH: AD7863 (Laser Ground Sensor), 2016, Zugriff am 11.03.2016.

³² Berkovic, G. et al.: Optical methods for distance and displacement measurements, 2012, S. 447ff.

2 Stand der Technik und Forschung

Die im vorliegenden Kapitel dargestellte Zusammenfassung des Standes der Technik und Forschung und befasst sich mit Anwendungen von Raddynamikmesstechnik, dem Entwicklungsstand von WFS und WPS, der physikalischen Modellierung des Reifens sowie der Diskussion ihrer Anwendungsgrenzen.

Aus dem Stand der Technik und Forschung werden in einem Zwischenfazit die grundlegenden Probleme in der Messung mit der Raddynamikmesstechnik identifiziert und hierauf beruhend die konkreten Forschungsaufgaben für diese Arbeit abgeleitet.

2.1 Anwendungen von Raddynamikmesstechnik

Bei einem Blick in die Geschichte der Fahrdynamik ist zu erkennen, dass der Fortschritt in der Elektronik für Messtechnik eine erhebliche Rolle für die Entwicklung der Fahrdynamik spielt. Im Jahr 1941 hat Ken Stonex schon angefangen, dynamisches Fahrverhalten von Fahrzeugen durch Filmaufnahmen auf mit Gitter markierten Straßen sowie den Lenkwinkel mittels einer eingebauten Kamera zu messen, wobei die objektive Auswertung nur mit sehr beschränkter Genauigkeit und sehr mühsam erfolgte. Die direkte Messung der Raddynamik schien damals noch unvorstellbar³³. Heutzutage findet im Gegensatz dazu die Raddynamikmesstechnik schon sehr breite Anwendung. Im Folgenden werden diese Anwendungen zusammengefasst und die Anforderungen an das System abgeleitet.

2.1.1 Rollwiderstand

Eine Reduzierung des Rollwiderstands bildet eine Maßnahme zur Kostenreduzierung und Kraftstoffverbrauchsverminderung. Heute wird das Messverfahren des Reifen-Rollwiderstandes nach ISO 28580 für Reifenhersteller gesetzlich standardisiert, womit der Reifen unter Laborbedingungen auf einer großen Außentrommel (Abbildung 12) mit einem Minstdurchmesser sowie unter definierter Radlast geprüft wird. Die zur Verfügung stehenden Messprinzipien sind Kraft-, Drehmoment-, und Leistungsmessung. Wobei eine genaue Messung der auf die Radnabe einwirkenden Reaktionskraft F_x , des an der Trommel angreifenden Moments M_y oder der vom Motor abgegebenen Leistung P erforderlich ist. Um die parasitären Verluste aus Ventilationswiderstand und aus Radlagerreibung zu minimieren, müssen diese Einflussfaktoren noch in einem sogenannten Skim-Test durch

³³ Stonex, K. A.: Car control factors and their measurement, 1941.

eine Differenzierung identifiziert werden³⁴. Abgleichmaßnahmen werden auch noch benötigt, um vergleichbare Ergebnisse zwischen Laboren zu erzielen. Die Aussagekraft dieser Prüfmethode ist trotz der vielen Maßnahmen jedoch nicht unumstritten, da die Ergebnisse auf einen festen Arbeitspunkt auf einer glatten Stahltrommel mit unrealistischer Fahrbahnkrümmung bei 25°C ermittelt werden³⁵. Unrau³⁶ hat in seiner Arbeit den Einfluss der Fahrbahnkrümmung untersucht und den Unterschied im Vergleich zur flachen Fahrbahn identifiziert. Dijks³⁷ hat darauf hingewiesen, dass eine Abweichung von 1 mm in der Zentrierung des Reifens auf dem Prüfstand auch einen Kraftfehler von ca. 3 N in Längsrichtung verursacht und der Winkelleffekt des Reifens auch betrachtet werden soll.

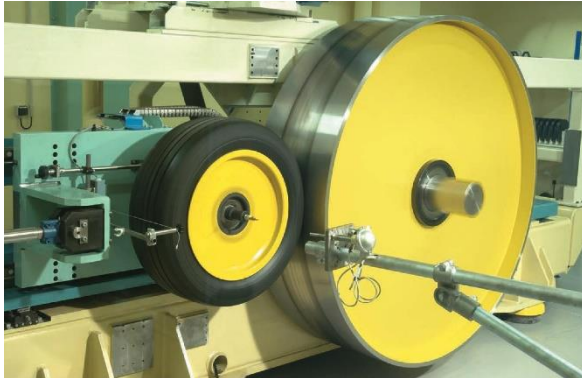


Abbildung 12: Rollwiderstands-Prüfstandsanlage³⁸

Selbst wenn der Labortest eine angeblich gute Reproduzierbarkeit hat, kann nicht ausgeschlossen werden, widersprüchliche Ergebnisse in Fahrversuchen auf verschiedenen Betriebspunkten oder Straßen zu erhalten. Daher wird seit Jahren angestrebt, den Rollwiderstand auf echten Fahrbahnen mit Spezialmessfahrzeugen oder sogar direkt mit einem Versuchsfahrzeug zu ermitteln. Bode³⁹ schlägt in seinem Bericht vor, an einem Spezialmessfahrzeug (Abbildung 13) mit Liftfunktion für das Rad und mit Hilfe von WFS und optischem Geschwindigkeits- und Abstandssensor auch durch die Differenzierung zwischen Skim-Test und Messbetrieb den Reifen-Rollwiderstand zu bestimmen. Er hat auch neben dem Reifen-Rollwiderstand die Einflussfaktoren in Fahrversuchen wie Fahrbahnrauigkeit, Lagerreibung, Restbremsmoment, Schräglauf, Fahrbahnverformung, Vertikaldynamik auf Rad-Rollwiderstand und Beschleunigung, Steigung, Luftströmung unter Rad-Fahrwiderstand zusammengefasst³⁹. Peckelsen⁴⁰ hat in seiner Veröffentlichung ge-

³⁴ E: Passenger car, truck and bus tyres – Methods of measuring rolling resistance, 2009.

³⁵ Bode, O. et al.: Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen, 2013, S. 18.

³⁶ Unrau, H.-J.: Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung, 2013.

³⁷ Dijks, A.: Rolling Resistance Measurements, 1981, S. 7.

³⁸ Leue, K.: Der Reifen - Rollwiderstand und Kraftstoffersparnis, 2005, S. 96.

³⁹ Bode, O.: Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen, 2016, S. 13ff.

⁴⁰ Peckelsen, U. et al.: Einfluss realer Betriebsbedingungen auf den Radwiderstand, 2013, S. 919f.

zeigt, dass Spur, Sturz und Radlast die Haupteffekte für Radwiderstand sind. Die zahlreichen Einflussfaktoren haben es erschwert, den Rollwiderstand direkt am Versuchsfahrzeug ohne Differenzierung und weiterer Konstruktionen zu messen.



Abbildung 13: Spezialmessfahrzeug Mobile Tire Lab³⁹

Ahlawat⁴¹ hat mit WFS, LGS und Windmesser eine Messung des Rollwiderstandes im Fahrversuch durchgeführt. Die Annahme dabei ist, dass der Spurwinkel und der Sturzwinkel null sind, ohne das angegeben wurde, wie gut diese Annahme zugetroffen hat. Eine genaue Untersuchung der einzelnen Einflussfaktoren und ein Vergleich mit den anderen Konzepten fehlen noch. Die sehr hohe Herausforderung im Fahrversuch liegt auf der einen Seite an den vielen Störgrößen, auf der anderen Seite an der Genauigkeit der Raddynamikmesstechnik. Bei einem normalen Pkw mit 4000 N Radlast, einem Reifen-Rollwiderstandsbeiwert von 0,01 und einem Radhalbmesser von 0,3 m ergibt sich eine Kraft von 40 N und ein Moment von 12 Nm. Aus Gleichung (1.5) leitet sich ab, dass schon bei einem Winkelfehler von 1 Grad im Koordinatensystem dies eine 100% Abweichung des Längskraftsignals zur Folge haben kann. Dieses Beispiel zeigt, wie anspruchsvoll eine direkte Messung vom Rollwiderstand im Fahrversuch ist. Nach dem Wissensstand des Autors liegt noch keine Methodik vor, den Rollwiderstand am Versuchsfahrzeug direkt mit hoher Zuverlässigkeit zu messen, da die Berechnung voraussetzt, dass alle Messfehler bekannt sind.

2.1.2 Längsdynamik

Wie bereits in Kapitel 1 erwähnt, hat die direkte Messung von Kräften und Momenten so nah wie möglich am Reifenaufstandspunkt eine große Bedeutung für die Untersuchung der Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn. Das Längsdynamikverhalten von Reifen ist entscheidend für die Fahrsicherheit und die Entwicklung von Schlupf-Regelungssystemen wie ABS, ASR und ESC. Im Bereich der Forschung und Entwicklung findet die Raddynamikmesstechnik, auf welche nachfolgend beispielhaft eingegangen wird, einen sehr breiten Einsatz.

⁴¹ Ahlawat, R. et al.: Estimation of Road Load Parameters, 2013.

Kraftschlussbeiwert und μ -Schlupf-Kurve

Das Verständnis der μ -Schlupf-Kurve ist eine Voraussetzung für alle darauf basierenden Fahrdynamikmodelle im niedrigen Frequenzbereich. Die Lage und Höhe des Maximums der Kurve müssen in jeweiliger Situation betrachtet werden, um eine Maximierung der Reibwertnutzung durch Regelungen zu realisieren⁴². Prüfstandsmessungen mit WFS auf einer Außentrommel ist dazu ein breit anerkanntes Verfahren, womit das stationäre Reifenverhalten erfasst werden kann und die Parameter für empirische Reifenmodelle wie „Magic Formula“ und das Bürstenmodell identifiziert werden⁴³. Um die Fahrbahn mit niedrigen Reibwerten zu simulieren, wurde ein Reifen-Innentrommel-Prüfstand entwickelt, der ebenfalls den Einfluss des Reifeninnendruckes auf die Längssteifigkeit des Reifens untersuchen kann⁴⁴. Das Ergebnis aus Prüfstandsversuchen stimmt wegen unrealistischer Fahrbahnsimulation und zahlreichen stark umgebungsvariierender Einflussfaktoren jedoch nicht immer mit den Messungen auf realen Straßen überein. Bachmann⁴⁵ hat in seiner Arbeit eine Zusammenfassung der Einflüsse vorgestellt. Aus diesen Gründen müssen in der Praxis oft die Parameter durch Fahrversuche auf der Fahrbahn nochmals angepasst werden, womit die Aussagekraft der Prüfstandsmessung beeinträchtigt wird. Seipel⁴⁶ hat ebenfalls eine Raddynamikmesstechnik verwendet, mit dem Reifenmessanhänger PETRA die μ -Schlupf-Kurve auf realer Fahrbahn gemessen und die Einflussgrößen auf die Entstehung und Intensität von Reifenspuren analysiert. Das Streuverhalten in den Rohdaten wurde gezeigt und durch Fitting beseitigt. Weiterhin ist zu erwähnen, dass in den meisten Fällen die Raddynamikmesstechnik als ideales Modell verwendet wird, das heißt, dass alle Einflüsse der Übertragung zum Messelement vernachlässigt werden. Eine andere Messung⁴⁷ mit WFS am Versuchsfahrzeug mit steigendem Bremsdruck hat gezeigt, dass die erfassten Kurven von drei Reifendruckeinstellungen auch Streuverhalten aufweisen, wobei die potenziellen Messfehler des WFS unbekannt sind.

⁴² Weber, I.: Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw, 2014.

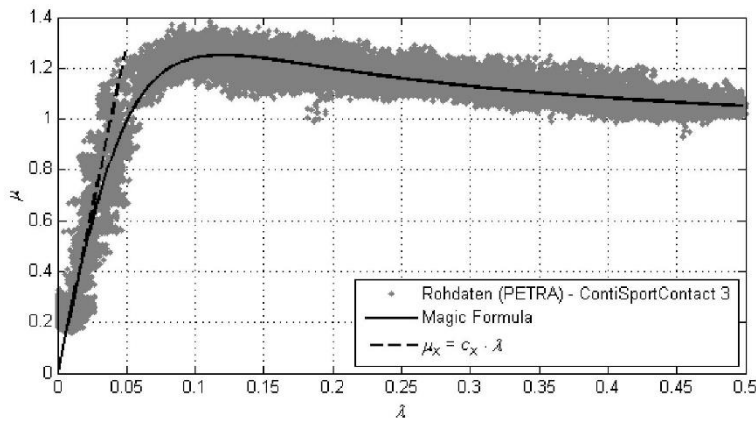
⁴³ Zegelaar, P. W.: The dynamic response of tyres to brake torque variations and road, 1997, S. 48.

⁴⁴ Gnadler, R. et al.: Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen, 1995, S. 15ff.

⁴⁵ Bachmann, T.: Wechselwirkungen im Prozeß der Reibung, 1998, S. 7f.

⁴⁶ Seipel, G. et al.: Approach to Determine Slip Values Based on the Intensity of Tire Marks, 2013, S. 5ff.

⁴⁷ Savitski, D. et al.: Influence of the Tire Inflation Pressure Variation, 2015, S. 463.

Abbildung 14: Rohdaten der μ -Schlupf-Kurve-Messung⁴⁸

Dynamische Messung

Mit dem Fitting in stationären Situationen können Fahrdynamikmodelle gut parametrisiert werden, in der Praxis werden jedoch am Versuchsfahrzeug weitere Dynamiken wie ABS-Bremmung oder Fahrbahnanregung als Störgrößen eingeführt. Immer mehr Wert wird auf eine transiente Modellierung in der Längsdynamik des Reifens gelegt.

Ein ABS-Eingriff bedeutet eine Bremsdruckschwankung während des Notbremsvorgangs. Eine Signalschwankung kann wiederum den ABS-Algorithmus stören. Aufgrund dessen ist es notwendig, für ABS-Simulationen statt eines stationären Modells das transiente Modell für Raddynamik zu erstellen. Van Zanten⁴⁹ hat im Bremsversuch Signalschwankungen in Raddrehzahl und Bremskraft des WFS mit stufenweise modifiziertem Bremsmoment in der Offline-Auswertung bemerkt, bei denen eine Hysterese zu erkennen ist. Es ist anzunehmen, dass die durch ein Bürstenmodell simulierte dynamische Kraftentstehung, der Rotationsunterschied zwischen Nabe und Reifengürtel sowie die Längselastizität der Radaufhängung die Erklärungen für das Phänomen sind. Die Aussage ist jedoch wegen fehlender Parametrierung und unbekannter Messgenauigkeit nicht belastbar. Darüber hinaus ist in dieser Studie der Einfluss von Fahrbahnunebenheiten vernachlässigt worden.

⁴⁸ Seipel, G.: Analyse der Einflussgrößen auf die Entstehung und Intensität von Reifenspuren, 2013, S. 83.

⁴⁹ van Zanten, A. et al.: Measurement and Simulation of Transient Tire Forces, 1989, S. 1ff.

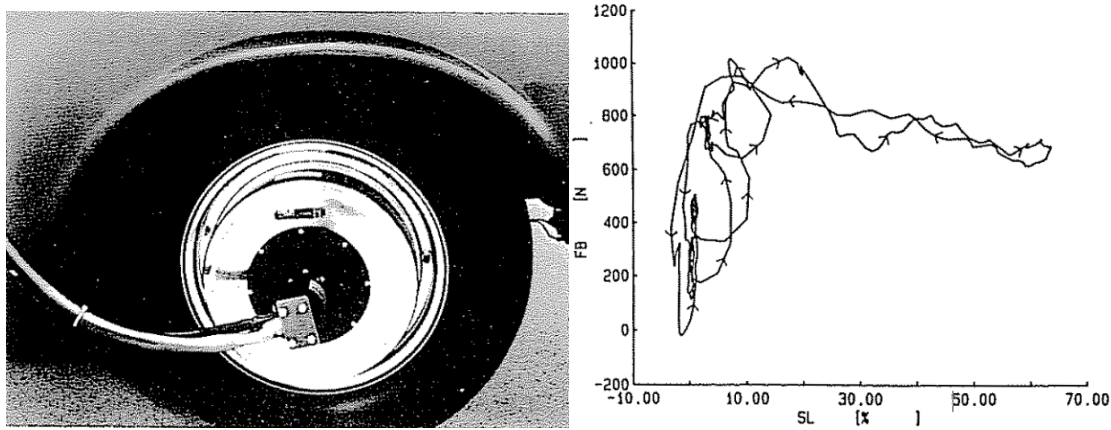


Abbildung 15: Eingebaute Raddynamikmesstechnik und erfasste Kraft-Schlupf-Kurve⁴⁹

In der Praxis kann die Wechselwirkung zwischen Längsdynamik und Vertikaldynamik nicht leicht außer Acht gelassen werden. Die Anregungen in z-Richtung durch Fahrbahnunebenheiten, Reifenunwucht und Reifenungleichförmigkeiten können zu Radlastschwankungen führen. Die Bremsmomentschwankungen, verursacht durch ABS-Bremsungen, können das Fahrzeug in sämtliche Raumrichtungen durch die Kopplungen im Fahrwerk anregen.

Höpping⁵⁰ hat in der experimentellen Untersuchung des Einflusses vom Reifendruck auf die Bremsleistung im Fahrversuch Raddynamikmesstechnik verwendet, wobei ein Einfluss des Reifendruckes auf quasi-stationäres und auch transientes Reifenverhalten festgestellt wurde. Die Zunahme der Radlastschwankung führt zur Abnahme der effektiven Bremskraft. Auf die vertikal- und längsdynamischen Interaktionen der Fahrdynamik muss in der weiteren Entwicklung des Fahrwerksystems großer Wert gelegt werden. Nach GM⁵¹ wird ein Frequenzband von 0 bis 50 Hz für Dämpferregelung benötigt, der alle für die Fahrsicherheit relevanten Frequenzbereiche inklusiv Aufbau- und Radeigenfrequenz abdeckt.

2.1.3 Querdynamik

Wie bei der Messung der μ -Schlupf-Kurve erfolgt in Querrichtung auch die Messung von querdynamischen Reifeneigenschaften auf verschiedenen Reifenprüfständen mit Raddynamikmesstechnik. Dabei werden Reifenkräfte und -momente in drei Raumrichtungen,

⁵⁰ Höpping, K. et al.: Analysis of the effect of tire inflation pressure on tire road interaction, 2015, S. 4ff.

⁵¹ Namuduri, C. S. et al.: Research and development of a magnetic ride control system, 2003, S. 2853.

Sturz, Schräglaufwinkel und Geschwindigkeiten bei den Versuchen erfasst⁵². In der Literatur sind in diesem Bereich zahlreiche Beispiele auf Außentrommel^{53,54a}, Innentrommel⁵⁵, Reifenmessanhänger^{56,57,58}, Flachbahnprüfstand^{59,60}, oder Prüfstand mit anderen Konzepten⁶¹ zu finden. Im Vergleich zur Längsdynamikmessung muss der Prüfstand über die Verstellbarkeit des Sturzes und des Spurwinkels verfügen und die entstandene Querkraft abstützen. Darüber hinaus kann die Längsschlupfregelung⁶² die Untersuchung der Kombination von Längs- und Querschlupf ermöglichen. Die Untersuchung des transienten Verhaltens vom Reifen setzt zusätzlich voraus, dass der Prüfstand^{54b,63} eine hohe Dynamik in der Radwinkelverstellung besitzt. Anhand der Messungen auf dem Prüfstand unter Verwendung des WFS wurde bspw. ein dynamisches Reifenmodell validiert⁶⁴.

Wie vorher erwähnt, sind die Messergebnisse auf den Reifenprüfständen in der Validierung des Fahrdynamikmodells in Fahrversuchen ohne weitere Anpassung nicht direkt umsetzbar, da zahlreiche Störungen oder Änderungen der Systemeigenschaften unbekannt sind. Im Rennfahrzeugbereich sind die Reifeneigenschaften sogar noch von Temperatur abhängig und stark zeitlich veränderlich⁶⁵. Deswegen werden Reifenmessanhänger⁶⁶ mit WFS für die Bestimmung der Querdynamikeigenschaften des Reifens eingesetzt. Die Ergebnisse werden häufig aus der direkten Messung mit WFS dargestellt^{67,68}. Die Bewegung von Fahrzeugaufbau und Fahrwerk in hoch dynamischen Fahrmanövern stellt eine noch größere Herausforderung für die Messtechnik dar.

⁵² SAE International: Free-Rolling Cornering Test for Truck and Bus Tires, 1998, S. 5.

⁵³ Lippmann, S. A.: New Equipment for Exploring the Dynamic Behavior of Tires, 1964.

⁵⁴ Pacejka, H. B.: Tyre and Vehicle Dynamics, 2006, a: S. 586; b: S. 472ff.

⁵⁵ Gnadler, R. et al.: Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen, 1995, S. 15ff.

⁵⁶ Dugoff, H. et al.: Measurement of Tire Shear Forces, 1970.

⁵⁷ Drach, T. J. et al.: Development of a Mobile Tire Test Fixture and Lateral Force Variations, 1991.

⁵⁸ Pottinger, M. G. et al.: Truck Tire Force and Moment, 2000.

⁵⁹ Lloyd, S. E.: Development of a flat surface tire rolling resistance facility, 1978.

⁶⁰ Sommerfeld, J. L. et al.: Correlation and Accuracy of a Wheel Force Transducer, 1999.

⁶¹ Nordström, O.: The VTI Flat Bed Tyre Test Facility, November 01.-04., 1993.

⁶² Tiemann, R.: Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS, 1993, S. 144.

⁶³ A&D Europe GmbH: Flat Belt Test Rig (FBTR), Zugriff am 11.03.2016.

⁶⁴ Hackl, A. et al.: Experimental validation of a non-linear first-order tyre dynamics approach, 2015.

⁶⁵ Shi, W. et al.: An Investigation of the Cornering Load Sensitivity of the Race Tyre, 2006, S. 4.

⁶⁶ Schmeitz, A. J.C. et al.: Extending the Magic Formula and SWIFT tyre models, 2005, S. 3.

⁶⁷ Xie, C. et al.: Messdatenbasierte Fahrdynamiksimulation, 2009, S. 275f.

⁶⁸ Prins, J. et al.: Tyre modelling data acquisition using a whole vehicle, 2015.

Die Messung von Gierrate, Querbeschleunigung und Lenkwinkel ist normalerweise nicht verzichtbar, wobei die Umrechnung^{69a} auf Schräglaufwinkel auch von der Genauigkeit der Fahrzeugparameter abhängig ist. Darauf basierend kann mit WFS die Schräglaufsteifigkeit des Rades bestimmt und das Fahrdynamikmodell validiert werden⁷⁰. Weiterhin sind Literaturquellen für zahlreiche Querdynamik-Themen wie Modellierung des Rückstellmoments⁷¹, Einflussuntersuchung von nachgiebiger Fahrbahn⁷² und Reifenpannen⁷³ sowie Wank- und Kippstabilität des Fahrzeugs⁷⁴ bekannt. Van Zanten⁷⁵ hat das transiente Reifenverhalten für Querkraft auch in Fahrversuchen mit WFS auf vereister Fahrbahn untersucht und ein dynamisches Modell erstellt, das die Hysterese in Querkraft wie in Abbildung 16 nachbildet. Der Grund für den Verzicht auf die Messung auf trockener Fahrbahn kann sein, dass die Aufbaubewegung und Elastizität im Fahrwerk und im Lenksystem unter Krafteinwirkung große Abweichungen in den Messdaten einbringen.

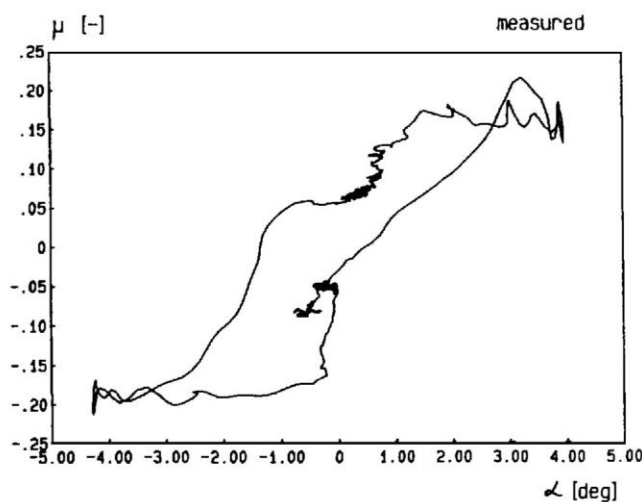


Abbildung 16: Kraftschluss-Beiwert gegen Schräglaufwinkel auf vereister Fahrbahn⁷⁵

Die aufwendige Parameteridentifikation kann auch von der Raddynamikmesstechnik profitieren. Mit WFS kann z. B. das Trägheitsmoment des Fahrzeugs um die Z-Achse sowie die Schwerpunktlage in Längsrichtung im Slalom-Versuch durch Datenauswertung im Frequenzbereich schnell identifiziert werden⁷⁶. Somit kann der Aufwand der Messung auf einem Pendelprüfstand gespart werden und das Problem mit der Wertveränderung durch einen anderen Ladungszustand überwunden werden.

⁶⁹ Mitschke, M. et al.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 2014, a: S. 621; b: S. 353; c: S. 349.

⁷⁰ Baffet, G. et al.: Experimental evaluation of observers, 2008.

⁷¹ Lugaro, C. et al.: Development of a Parameter Identification Method for MF-Tyre, 2016, S. 9.

⁷² Pytko, J. A. et al.: An instrumented vehicle for offroad dynamics testing, 2011, S. 384.

⁷³ Tandy, D. et al.: An analysis of yaw inducing drag forces, 2007.

⁷⁴ Lee, U.: On furthering the understanding of vehicle rollover, 2013.

⁷⁵ van Zanten, A. et al.: Measurement and Simulation of Transients in Tire Forces, 1990.

⁷⁶ Wang, Y. et al.: Estimation of vehicle yaw moment of inertia in dynamic road test, 2015.

Tendenziell wird immer mehr Raddynamikmesstechnik benötigt, um die Zustandsmessung für die Validierung des Fahrdynamikmodells zu ermöglichen, womit parallel dazu die Bedeutung einer Messfehleridentifikation steigt. Aus der Recherche lässt sich erkennen, dass die Querdynamik auf Fahrzeug-Ebene grundsätzlich im Frequenzbereich bis 2 Hz beschrieben wird^{69b}. Transientes Reifenverhalten wird vorwiegend für Rad-Shimmy⁷⁷ untersucht. Hiermit wird die Untersuchung der Raddynamikmesstechnik in dieser Arbeit zunächst auf Koordinateninterpretation im niedrigen Frequenzbereich beschränkt. Die Anwendungsgrenze der Raddynamikmesstechnik wird in Kapitel 2.6 detailliert erläutert.

2.1.4 Vertikaldynamik

Radlast

Die durch den Reifen in z -Richtung eingeleitete Kraft ist für die Bewertung der Fahrsicherheit und auch des Fahrkomforts von großer Bedeutung. Radlastschwankungen gelten als Maßstab für die Fahrsicherheit. Im Sinne der Fahrdynamik gilt unter der Annahme einer Fahrbahn mit den Wellenlängen von 0,5 bis 50 m bei 20 bis 110 km/h ein theoretischer Frequenzbereich von 0,1 bis 60 Hz. Der Hauptanteil der Schwingungsenergie entsteht dabei unter 30 Hz⁷⁸, wohingegen die Übertragungsfunktion für Fahrkomfortbewertung bis zu über 100 Hz verwendet wird^{69c}. Seit Jahrzehnten werden WFS eingesetzt, um die dynamische Radlast zu messen⁷⁹, üblicherweise wird jedoch zwischen den Messwerten von WFS und der Radlast auf Reifenaufstandsfläche nicht differenziert⁸⁰.

Weiterhin ist die Messung mit WFS an Lkw mit angepasstem Messbereiche für Straßenbauingenieure von großer Bedeutung⁸¹, da die Sensoren mehr Flexibilität als die in die Fahrbahn eingebetteten Sensoren bieten.

Aus Kostengründen können WFS noch nicht zum Serieneinsatz kommen, daher ist es noch wichtiger, die Sensoren als Referenz für die Radlastschätzungsmethodik zu verwenden⁸². Wie vorher in der Einleitung erwähnt, besteht hiermit noch das Problem, dass die Messung an der Nabe bei rotierendem Rad mit verschiedenen Radlasten und Geschwindigkeiten stattfindet und der Reifen an sich in der Kraftübertragung eine wichtige Rolle spielt. Dafür wird ein physikalisches Reifenmodell mit hoher Genauigkeit unter Einbeziehung des WFS benötigt⁸³. Abbildung 17 zeigt die simulierte dynamische Reifensteifigkeit, die Betrachtung der Messdynamik des WFS ist jedoch unbekannt.

⁷⁷ Bergman, W. et al.: Transient Tire Properties, 1974, S. 1.

⁷⁸ Leue, K.: Der Reifen: Komfort, 2005, S. 56.

⁷⁹ Whittemore, A. P.: Measurement and prediction of dynamic pavement loading, 1969, S. 3.

⁸⁰ Kao, B. G. et al.: A Hybrid Road Loads Prediction Method, 1997.

⁸¹ Lysdale, C. A. et al.: Development of a Truck Wheel Force Transducer, 1980.

⁸² Göbel, M.: Potenzial der Radkraftmessung für fahrdynamische Regelsysteme, 2009, S. 12.

⁸³ Fernandes, C. G. et al.: A semi-analytical approach for vehicle ride simulation, 2008, S. 3.

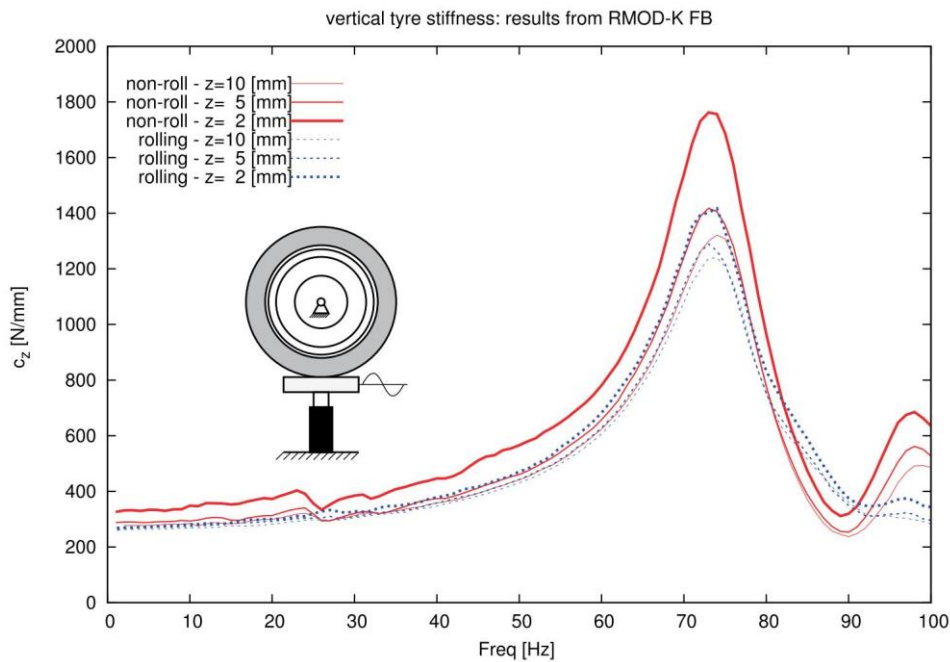


Abbildung 17: Simulation der Vertikalsteifigkeit des Reifens auf dem Hydropulser mit rotierendem Rad und fixierter Radmitte⁸⁴

Die Modellierung des Messverhaltens von WFS ist nur sehr selten in der Literatur zu finden und experimentell validiert. Haga⁸⁵ und Baecker⁸⁶ haben zwar physikalische Reifenmodelle genutzt und auf einem Rollen- und Flachband-Prüfstand getestet, aber die Betrachtung des WFS fehlt und die Auswertungen finden ausschließlich im Zeitbereich statt. Shimodaira⁸⁷ schlägt vor, mit einem FTire-Modell die Messung mit WFS in der Mitte des Rades zu simulieren. Allerdings ist auch in diesem Fall keine Validierung des Modells vorgenommen worden. Es ist noch offen, ob es sich wirklich lohnt, den hohen Aufwand bei der Parametrierung des physikalischen Reifenmodells auf sich zu nehmen. Es ist jedoch sehr wichtig zu wissen, wann welches Modell zur Anwendung notwendig ist.

Betriebsfestigkeit

Streng genommen gehören alle Kräfte und Momente zu den Lastfällen für Betriebsfestigkeitsuntersuchungen, aber die Anregungen in z -Richtung haben für den normalen Fahrbetrieb eine dominierende Bedeutung. Für die Berechnung der Betriebsfestigkeit und der Lebensdauer von Fahrzeugkomponenten wird häufig die Radlast für die physikalische Prüfung und als Lasteingabe in numerische Simulationen eingeführt⁸⁸.

⁸⁴ Oertel, C.: 75 years tyre modelling for vehicle dynamics analysis, April 20.-21., 2015, S. 8.

⁸⁵ Haga, H.: Evaluation Method for Road Load Simulation, 2006, S. 2ff.

⁸⁶ Baecker, M. et al.: Exploring new fields of virtual load prediction, 2011, S. 1ff.

⁸⁷ Shimodaira, T.: Application of Road Load Prediction Technique, 2014.

⁸⁸ Shinde, V. V. et al.: Generation of India Vehicle Wheel Load Spectrum and Applications, 2013, S. 1.

Der Vorteil dieser Methode ist, dass die Messung an der Nabe nicht mehr abhängig von Reifenmodellierung ist^{89,90}. Eine Eins-zu-Eins-Umsetzung der Messdaten kann viel Zeit und Kosten in der Entwicklung sparen. Mit einer Integration von WFS in den Straßensimulator kann auch ein direkter Vergleich zwischen Fahrversuch und Prüfstandsversuch ermöglicht werden^{91,92}. Durch eine Korrekturmasse am Radträger können weitere Versuche ohne WFS unter gleichen Randbedingungen durchgeführt werden⁹³.

Solange eine hohe Kohärenz zwischen Versuch und Simulation besteht, kann das durch WFS-Messung validierte Modell auch schon in der frühen Entwicklungsphase verwendet werden, um mit beschränktem Aufwand eine Vorhersage über Lasteingaben mit zunehmender Genauigkeit zu geben⁹⁴. Zu beachten ist, dass für Betriebsfestigkeitsuntersuchungen die Anforderungen an die mechanische Festigkeit des Sensors und der Adaption ebenfalls sehr hoch sind⁹⁵. Eine Überprüfung des Messbereiches und der Betriebsfestigkeit ist vor dem Einsatz immer erforderlich.

NVH-Analyse

Die Untersuchung im Bereich Geräusch, Vibration und Rauheit (engl. NVH) benötigt ein Frequenzband von über 100 Hz, wobei die Kraft an der Nabe ein kritischer Faktor in der Auswertung ist. Die Rotation des Reifens kann auch zu einer Änderung des Frequenzgangs führen. Um die Kraftübertragung von Kontaktfläche zwischen Reifen und Boden auf die Nabe zu untersuchen, hat Tsujiuchi die Eigenschwingungsformen von Reifen modelliert und die Validierung des Modells mit WFS durchgeführt⁹⁶. Koners⁹⁷ und Fink⁹⁸ haben weiterführend in einer Transferpfadanalyse (TPA) für Innengeräusche-Untersuchungen die Kräfte und Momente des WFS bis 400 Hz ausgewertet. Eine Verfälschung der Messungen des WFS in diesem Frequenzbereich kann die Qualität der Ergebnisse erheblich verringern. Bisher gibt es nach Wissensstand des Autors für das Thema noch keine Referenzmessung speziell für die Charakterisierung und Modellierung des WFS.

⁸⁹ Zhang, L. et al.: Component Load Predication from Wheel Force Transducer Measurements, 2011, S. 1.

⁹⁰ Gao, Y. et al.: Research on the Fatigue Durability Performance of a SUV Rear Axle, 2016, S. 1.

⁹¹ Wu, V. et al.: Effective Solutions to Decreasing Load Conflicts, 2007.

⁹² Xu, P. et al.: Road Test Simulation Technology, 2005, S. 5f.

⁹³ Windt, R.: Modern Techniques for Controlling a Full Vehicle, 2013, S. 6.

⁹⁴ Roy, N. et al.: Virtual Road Load Data Acquisition using Full Vehicle Simulations, 2013.

⁹⁵ Schudt, J. A. et al.: Supplementation of Measured Vehicle Road Loads, 2005, S. 5.

⁹⁶ Tsujiuchi, N. et al.: Prediction of spindle force, 2009, S. 1ff.

⁹⁷ Koners, G. et al.: Investigation of Tire-Road Noise, 2014, S. 1197.

⁹⁸ Fink, F. et al.: Prediction of Wheel Forces and Moments and Their Influence, 2016, S. 1ff.

2.1.5 Fahrdynamikregelung

Die Kenntnis der Reifendynamik ist auch entscheidend für Fahrdynamikregelsysteme, um Handling, Fahrkomfort und Fahrsicherheit zu verbessern⁹⁹.

Für die Längsdynamikregelung zeigt Reichel¹⁰⁰ in seiner Arbeit die Untersuchung der Einflüsse von Dämpfereinstellungen auf die Vertikaldynamik sowie auf die Bremsleistung mit WFS in Fahrversuchen auf. Niemz¹⁰¹ hat mit WFS die Untersuchung durchgeführt, um durch Verstelldämpfer die Nickbewegung des Aufbaus zu beeinflussen und den Bremsweg zu verkürzen. Die dynamische Radlast aus Messungen mit WFS in diesen Arbeiten ist allerdings ohne Betrachtung der Übertragungsfunktion in Abbildung 1 erfasst worden und der Reifen wird nur als eine Punktmasse simuliert.

Mithilfe der zusätzlichen Informationen von Raddynamikmesstechnik werden im Querdynamik-Bereich die Entwürfe des Regelungssystems und des Zustandsbeobachters validiert und optimiert^{102,103,104,105,106,107}. Baffet¹⁰⁸ hat in seiner Auswertung eine Abweichung zwischen Messung und Schätzung erwähnt, der existierende Unterschied kann jedoch wegen fehlenden Koordinateninformationen nicht weiter untersucht werden. Bei den Vertikaldynamikuntersuchungen geht es vor allem um die dynamische Radlastschätzung, welche in Kapitel 2.1.4 schon diskutiert ist.

Auch wenn die Kraftmessung direkt an der Nabe noch zu teuer für einen Serieneinsatz ist, kann die Messung mit der Raddynamikmesstechnik neben der Erzeugung von Referenzmessdaten für Fahrdynamikregelung in Echtzeit nützlich sein. Die Beschränkung aufgrund der strukturell bestimmten Zeitverzögerung in herkömmlichen Systemen wird überwunden und die Überlegenheit der Kraftregelung in Bezug auf Reaktionszeit und Stabilität wird bestätigt¹⁰⁹. Göbbel¹¹⁰ hat in seiner Arbeit auch das Potenzial der Radkraftmessung für eine Verbesserung der Stabilität und Robustheit der Regelung zusammengefasst. Die Idee einer optimierten Regelung liegt in der Ausnutzung des Kraftschlusspotenzials zwischen Reifen und Fahrbahn. In den vergangenen Jahren wurden viele neuen

⁹⁹ Gobbi, M. et al.: Improving the active safety of road vehicles, 2008, S. 958ff.

¹⁰⁰ Reichel, J.: Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer, 2003.

¹⁰¹ Niemz, T.: Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension, 2007, S. 143ff.

¹⁰² Krantz, W. et al.: Estimation of Side Slip Angle Using Measured Tire Forces, 2002, S. 8.

¹⁰³ Wilkin, M. A. et al.: Design and Verification of an Extended Kalman Filter, 2006, S. 3.

¹⁰⁴ Yoon, H. J. et al.: Design of a signal transducer for direct conversion, 2013, S. 897.

¹⁰⁵ Baffet, G. et al.: Estimation of vehicle sideslip, tire force and wheel cornering stiffness, 2009.

¹⁰⁶ Sabbioni, E. et al.: Development of an ESP Control Logic, 2013.

¹⁰⁷ Doumiati, M. et al.: Onboard Real-Time Estimation, 2011, S. 606.

¹⁰⁸ Baffet, G. et al.: Experimental evaluation of observers, 2008, S. 512ff.

¹⁰⁹ Jeong, C. H. et al.: Research on vehicle stability technology, 2015, S. 444.

¹¹⁰ Göbel, M.: Potenzial der Radkraftmessung für fahrdynamische Regelsysteme, 2009, S. 14ff.

Konzepte für die Schlupf-Regelung entwickelt, die in der Simulation hervorragende Ergebnisse zeigen. Aber in den meisten Fällen wurde die Robustheit der Algorithmen nicht mit hoch genauer Raddynamikmesstechnik in umfangreichen Fahrversuchen validiert^{111,112,113}. Gobbi⁹⁹ schlägt vor, auf Kraftmessung-basierende eine Sliding-Mode-Regelungstheorie mit kostengünstigem WFS zu entwickeln. Die Verbesserung des Konzeptes ist in einer μ -Sprung-Situation durch eine ABS-Bremung geprüft. Eine markttaugliche Raddynamikmesstechnik für einen Serienansatz ist nach dem Wissensstand des Autors jedoch noch nicht vorhanden. In der aktuellen Forschung und Entwicklung sind auch wenige Artikel mit differenzierter Auseinandersetzung über die Genauigkeit der Raddynamikmesstechnik zu finden.

2.2 Anforderungen an Raddynamikmesstechnik

Die vorherige Literaturrecherche hat gezeigt, dass eine steigende Anzahl von den Anwendungen der Raddynamikmesstechnik in umfangreichen Bereichen zu finden ist. Je nach Anwendung werden unterschiedliche Anforderungen an das System abgeleitet, die im Folgenden zusammengefasst werden. Der Schwerpunkt wird hier auf WFS gelegt.

2.2.1 Handhabung

Montage und Messbereich

Die Raddynamikmesstechnik soll mit vergleichbarem Aufwand wie bei einem Radwechsel ohne die Notwendigkeit der Kalibrierung für die Messung der Kräfte und Momenten in drei Richtungen am Messfahrzeug oder Prüfstand adaptiert werden können. Ein modulares Konzept ist eine häufige Lösung für diesen Bedarf. Zu der Adaption zu beachtende Parameter sind Felgengröße, Lochkreis, Einhaltung der Einpresstiefe, Befestigung der Abstützungseinheit oder WPS an der Fahrzeugkarosserie, Stromversorgung und vieles mehr. Für Zwillingsreifen (Abbildung 18) wird ein besonderes Konstruktions- und Adaptionskonzept benötigt¹¹⁴. Ein modulares Konzept bedeutet auch, dass WFS, WPS und LGS getrennt oder integriert eingebaut werden können^{115,116}. Darüber hinaus ist eine modulare Verbindung der einzelnen Steuereinheiten sinnvoll, um den Arbeitsaufwand beim Einbau zu erleichtern.

¹¹¹ Kawabe, T. et al.: A Sliding Mode Controller for Wheel Slip Ratio Control System, 1997.

¹¹² Kazemi, R. et al.: Development of a new ABS for passenger cars, 2011.

¹¹³ Ferrara, A. et al.: Low Vibration Vehicle Traction Control, 2007.

¹¹⁴ Swift, D. A. et al.: Development of a Transducer for Independent Measurements, 2004, S. 2.

¹¹⁵ A&D Europe GmbH: AD7863 (Laser Ground Sensor), 2016, Zugriff am 11.03.2016.

¹¹⁶ Weiblen, W. et al.: Innovations in Piezoelectric Wheel Dynamometer Technology, 2002, S. 8f.

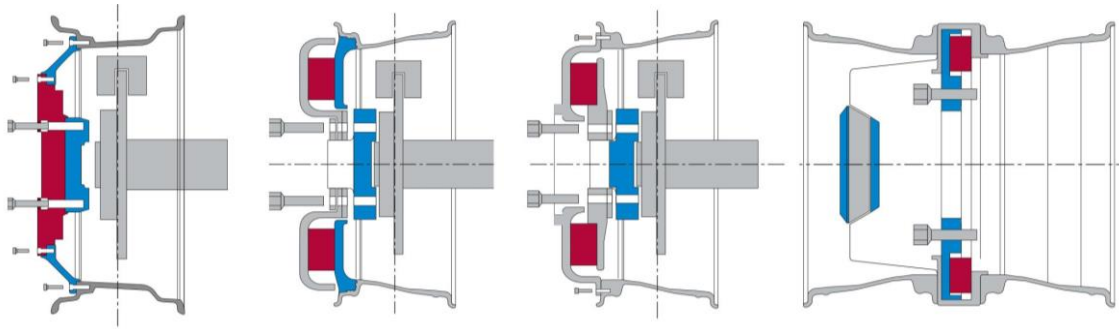

Abbildung 18: Adaptionenbeispiele am Radträger¹¹⁷

Abbildung 19: WFS für verschiedenen Messbereich¹¹⁸

Eine grundlegende Voraussetzung bei der Adaption ist, dass die Messtechnik am originalen Radträger des Versuchsträgers montiert wird. Kleinere erlaubte Felgenreößen erleichtern die Adaption, aber es hängt auch von dem Messbereich (Abbildung 19) und anderen Faktoren wie Betriebsfestigkeit ab. Für die Anwendung an Lkw oder Geländewagen ist der geforderte Messbereich deutlich höher als bei normalem Pkw. Dementsprechend ist die Felgenreöße auch üblicherweise über 15 Zoll (Tabelle 2.1).

Die Adaptionsscheibe wird verwendet, um den WFS zu befestigen und zugleich die originale Einpresstiefe einzuhalten. Da die am Radträger befindliche Anzahl der Löcher variiert, muss auch darauf geachtet werden, dass eine zweite Adapterscheibe bei annähernden Lochhalbmessern benötigt wird.

Tabelle 2.1: Messbereich und Felgenreöße für Adaption von WFS¹¹⁸

| Fahrzeugtyp | F _x (kN) | F _y (kN) | F _z (kN) | M _x (kN·m) | M _y (kN·m) | M _z (kN·m) | Felgenreöße (Zoll) |
|-------------|------------------------|------------------------|------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|-----------------------|
| Pkw | 23 | 17 | 23 | 4,6 | 4,6 | 4,6 | 12-16 |
| SUV | 40 | 23 | 40 | 5,75 | 5,75 | 5,75 | 15-16 |
| Leicht-Lkw | 92 | 57,5 | 92 | 17,25 | 28,75 | 17,25 | 16 |
| Schwer-Lkw | 180 | 100 | 180 | 25 | 50 | 25 | 20-22,5 |

Schließlich ist die Verkabelung beim Einbau zu beachten. Ein vollausgestattetes Versuchsfahrzeug in dieser Arbeit mit WFS, WPS und LGS an jeder Fahrzeugecke benötigt mehr als 40 Kabel. Es ist notwendig, die große Menge an Kabeln sicher und einwandfrei

¹¹⁷ Kistler Group: Measuring Systems for Vehicle Development, 2007, S. 22.

¹¹⁸ Shinde, V. V. et al.: Generation of India Vehicle Wheel Load Spectrum and Applications, 2013, S. 2.

ins Fahrzeug zu führen. Durch Telemetrie oder neue Signalintegrationsmaßnahmen kann dies vereinfacht werden.

Nullabgleich

Vor der Messung ist der Nullabgleich für das vordefinierte Koordinatensystem in einer kurzen Zeit mit minimalem Aufwand durchzuführen, um die Nullpunktverschiebung (engl. Offset) aufzuheben und die Z-Achse des WFS zu identifizieren. Messwerte aus WPS und LGS sollen auf dem fahrzeugbasierten Koordinatensystem bzw. dem reifenfesten Koordinatensystem basieren. Die Messung des WFS findet nach diesem Vorgang im WFS-Koordinatensystem statt. Für diesen Zweck sind üblicherweise statische und dynamische Kalibrationen vorzunehmen. Bei der ersten Option wird das Fahrzeug angehoben, sodass das Rad rotieren kann und dann um eine und mehrere Runden um die Achse gedreht. Beim Ausrollen des Versuchsträgers wird dagegen der dynamische Kalibrierungsvorgang durchgeführt¹¹⁹, wobei eine Fernsteuerung ein gleichzeitiges Auslösen des Vorgangs für alle Räder erlaubt. Die Kernfrage für den Nullabgleich liegt darin, ob die angenommenen Rahmenbedingungen hinsichtlich der Störungen eingehalten werden. Zum einen sollen während des Vorgangs keine unerwünschten internen Spannkkräfte und -momente auftreten, zum anderen sollen die äußeren Einflussfaktoren so gering wie möglich gehalten werden. Auf eine genaue Erörterung dieses Themas wird in Kapitel 7 eingegangen.

Speicherspeicherung

Die Anzahl der Messsignale ist immer von den Anwendungen abhängig. Oftmals werden die Messdaten mit den Signalen von weiteren Messgeräten wie in Abbildung 20 zusammengefasst. Dazu werden die analogen und digitalen Ein- und Ausgänge sowie die Schnittstelle für Datensynchronisation verwendet, sodass die Messdaten aus allen Messsystemen integriert und synchronisiert erfasst werden können. Heutzutage findet der CAN-Bus in diesem Bereich verbreiteten Einsatz. Mit steigenden Datenmengen kann die Kapazität des herkömmlichen CAN-Bus in der Zukunft überschritten werden. Dann wird eine neue Kommunikationstechnik dafür benötigt. Eine direkte Datenspeicherung auf einer SD-Speicherkarte in der Steuereinheit kann auch für eine kurze Messaufgabe sehr hilfreich sein.

Darüber hinaus soll das echtzeitfähige System auch in der Lage sein, die nötige Koordinatentransformation und ggf. Filterung durchzuführen¹²⁰. Es kann auch sinnvoll sein, die Rohdaten für eine Auswertung der Messtechnikmodellierung zu verwenden.

¹¹⁹ A&D Company, Ltd.: Wheel Force Sensor Instruction Manual, 2016, S. 33ff.

¹²⁰ A&D Europe GmbH: VMS (Vehicle Measurement System), 2016, Zugriff am 11.03.2016.

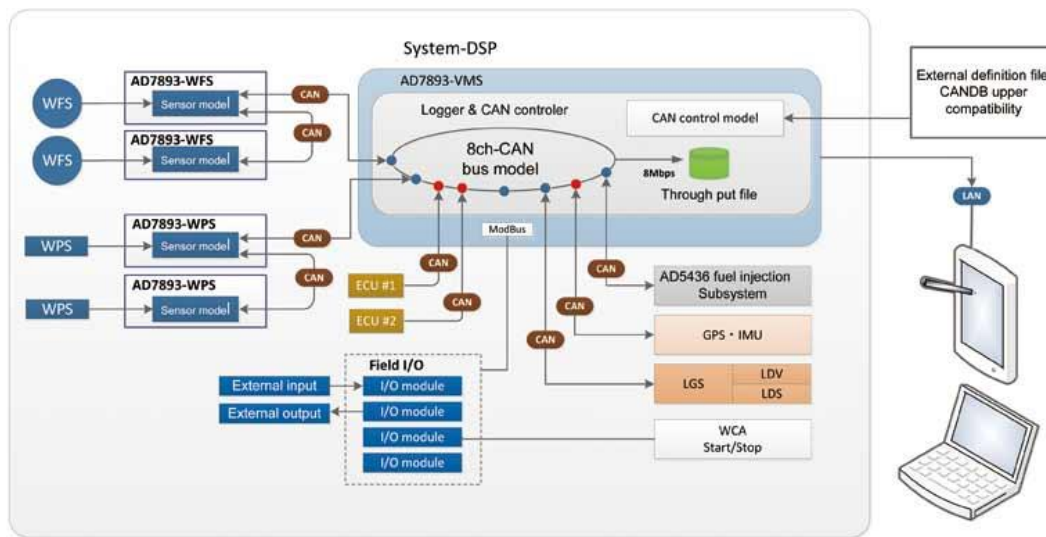


Abbildung 20: Integration von WFS, WPS und anderer Messgeräten in ein komplettes Messsystem¹²⁰

Einfache Konfiguration

Die Flexibilität und einfache Handhabung für die Parametereinstellung der Messtechnik werden auch vorausgesetzt. Durch eine Fernbedienung mit dem mobilen Auswerterechner wird die Arbeitseffizienz weiter gesteigert. Die Funktionen in der Konfiguration sind folgendermaßen beispielhaft aufgelistet¹²¹:

- Koordinaten und Vorzeichen
- Ein- und Ausgänge der Signale
 - Abtastrate
 - CAN-ID
 - Baudrate
 - Dateiformat
 - Ein- und Ausschaltung von Signalen
 - Verstärkungsfaktor für analoge Ausgänge
 - Synchronisation und Zeitverzug
 - Verschaltung vom Widerstand für Kommunikation auf CAN-Bus
 - Datenspeicherung
- Nullabgleich
- Anzeige von Messdaten in Echtzeit
- Anzeige von Systemfehlermeldung

Stromversorgung

Um die Messtechnik mit Strom zu versorgen, ist eine direkte Verbindung mit dem Bordnetz von 12 V-Bordnetz eine einfache Lösung. Ein Wechselstromanschluss wäre für den Einsatz wie auf Prüfständen auch sinnvoll, welcher immer mehr bei neuen Fahrzeugen zu finden ist. Das Problem mit der direkten Verbindung mit dem Bordnetz liegt darin, dass

¹²¹ A&D Company, Ltd.: Wheel Force Sensor Instruction Manual, 2016.

es eine Beschränkung in der verfügbaren Leistung gibt und die Spannung von dem Motor und Zusatzaggregaten abhängig nicht mehr stabil ist. Darüber hinaus kann ein Stromausfall viel Zeitaufwand bedeuten. Daher kann eine zusätzliche Batterie oder eine Unterbrechungsfreie Stromversorgung (USV/engl. UPS)¹²² eingebaut werden. Eine lange Messzeit ohne Unterbrechung ist für die Effizienzsteigerung in Versuchen und für manchen Dauerversuch von großer Bedeutung. Dazu können Verbrauchsreduzierung und das Aufladen des eingebauten Energiemediums durch den Motor auch einen Beitrag leisten.

2.2.2 Genauigkeit

Hohe Linearität und kleine Hysterese

Die Genauigkeit von heutigem WFS ist dank der langjährigen Optimierung in der Konstruktion und Elektronik normalerweise besser als 2% des Messbereiches (engl. Full Scale, F.S.).

Eine Messung mit hoher Linearität und kleiner Hysterese ist besonders wichtig für Rollwiderstandsmessungen und für alle Themen, wo Messergebnisse im kleinen Wertebereich benötigt werden. Das Verbindungskonzept spielt hier auch eine wichtige Rolle, da die Hysterese auf Mikrogleiten und Reibkorrosion an der Verbindungsschnittstelle zurückgeführt werden kann¹²³.

Eine weitere Möglichkeit zur Erhöhung der Messgenauigkeit ist durch die Einstellungen der Elektronik gegeben. Bei bekannten Signalamplituden kann eine Umschaltung auf einen kleineren Messbereich auch den Quantisierungsfehler minimieren oder die Sensitivität der Messung steigern^{124,125a}.

Minimaler Modulationsfehler

Ein strukturell eingeleiteter Modulationsfehler stellt sich in der Regel als sinusförmiges Signal mit einer Frequenzkomponente dar, die sich auf die Anzahl der Messglieder bezieht¹²⁶, dar. Die Belastungsschwankung bei Drehung des Rades soll durch eine Steifigkeitserhöhung und eine Konstruktionsoptimierung minimiert werden. Auf einem Flachbahnprüfstand wird ein Validierungstest dafür ausgeführt¹²⁷.

¹²² CAEMAX Technologie GmbH: 6-component wheel force transducer WFT-Cx, 2017, S. 2.

¹²³ Meyer, R. A. et al.: Optimizing Load Transducer Design, 2001, S. 3.

¹²⁴ A&D Europe GmbH: AD7863 (Laser Ground Sensor), 2016, Zugriff am 11.03.2016.

¹²⁵ Kistler Group: Measuring Systems for Vehicle Development, 2007, a: S. 29; b: S. 37.

¹²⁶ Sommerfeld, J. L. et al.: Correlation and Accuracy of a Wheel Force Transducer, 1999, S. 4f.

¹²⁷ MTS Systems Corporation: Spinning Wheel Integrated Force Transducer, 2009, S. 15f.

Minimales Übersprechen (engl. Cross-Talk)

Übersprechen steht für die unerwünschte gegenseitige Beeinflussung von anderen Messsignalen. Sommerfeld¹²⁶ hat das von der Vervielfachung der Raddrehzahl abhängige Übersprechen von F_y und M_x auf F_z bemerkt. Die Entkopplung in der Messung durch optimierte Messgliederkonstruktion und die erhöhte Steifigkeit des Sensors sollen ein minimales Übersprechen zwischen den Messkanälen garantieren^{128a}.

Kalibrierung

Eine zuverlässige Kalibrierungsmethodik ist insbesondere für eine hohe Anforderung an Messgenauigkeit von großer Bedeutung. Von manchem Hersteller wird eine jährliche Kalibrierung empfohlen^{125b}. Bekannte Kräfte und Momente müssen präzise in umfangreichen Kombinationen auf den Sensor ausgeübt und vom Prüfstand genauer als von der Messtechnik gemessen werden. Für diese spezielle Anwendung wird ein Prüfstand sorgfältig entwickelt, um die Kalibrierungsmatrix M_c von Gleichung (2.1) für die Interpretation von Messungen ΔV_i der einzelnen Messgliedern auf 6 Komponenten zu identifizieren. Dadurch wird ebenfalls eine Minimierung des Übersprechens ermöglicht.

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = M_c \cdot \begin{bmatrix} \Delta V_1 \\ \Delta V_2 \\ \Delta V_3 \\ \Delta V_4 \\ \Delta V_5 \\ \Delta V_6 \\ \dots \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

Eine Schwierigkeit hiermit besteht darin, dass die Aufbringung einer reinen Kraft- oder Momentkomponente sehr aufwendig oder gar nicht möglich ist. Iterative Methoden zur linearen Entkopplung wurden entwickelt¹²⁹. Die meisten bekannten Kalibrierverfahren basieren auf einer statischen Referenzmessung, wobei die Lasten durch hydraulische Aktoren¹³⁰ oder ein Hexapoden-Kalibriersystem (Abbildung 21) mit geschlossenem Regelkreis eingeführt werden. Die dadurch identifizierte Kalibrierungsmatrix kann in einzelner Bordelektronik gespeichert und automatisch vom Messrechner aufgerufen werden, um einen modularen Austausch der Sensoren-Komponente zu vereinfachen. Ein effizientes und standardisiertes Kalibrierverfahren unter komplexer ggf. dynamischer Belastung wird von den Herstellern noch angestrebt.

¹²⁸ Weiblen, W. et al.: Dynamic Wheel Load Measurements on Real Road Surfaces, 2001, a: S. 3f; b: S. 8.

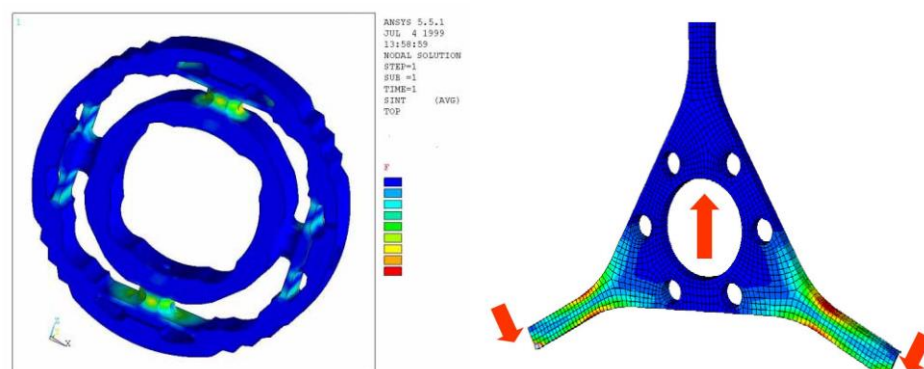
¹²⁹ Liu, G. et al.: Research on Static Decoupling for Multi-dimensional WFT, 2006, S. 16.

¹³⁰ Gobbi, M. et al.: 6-Axis Measuring Wheels for Trucks or Heavy Vehicles, 2014, S. 146.

Abbildung 21: Hexapoden-Kalibriersystem für WFS¹³¹

Hohe Messdynamik und hohe Sensitivität

Um einen breiten Frequenzband ohne Verzerrung zu erreichen, muss die Eigenfrequenz des Sensors möglichst hoch sein. Die meisten kommerziellen WFS haben zurzeit eine Eigenfrequenz von über 1000 Hz¹³². Da der Halbmesser von WFS sich der Innenseite der Felge annähert, ist die Systemeigenfrequenz gegenüber dem Felgenadapter nicht so empfindlich^{128b}. Trotzdem schlägt Meyer¹³³ vor, das Gesamtmesssystem inklusive der Adaption durch Finite-Elemente-Methode (Abbildung 22) zu optimieren.

Abbildung 22: FEM-Analyse für die Optimierung von WFS^{133,134}

Eine hohe Sensitivität und eine hohe Dynamik bilden üblicherweise einen Widerspruch. Wie gewöhnlich sinkt die mechanische Sensitivität des Messgliedes mit der zunehmenden Steifigkeit, deswegen stellt sich eine sehr hohe Herausforderung an die Konstruktion und die Messelektronik, um eine präzise elektrische Spannung und eine hoch genaue A/D-Umwandlung zu ermöglichen.

¹³¹ Kistler Group: Confidence in measurement, 2017.

¹³² Potts, G. R. et al.: Dynamic Force Measurement System (DFMS) for Tires, 2001.

¹³³ Meyer, R. A. et al.: Optimizing Load Transducer Design, 2001, S. 4.

¹³⁴ Gobbi, M. et al.: Wheels with Integrated Sensors for Measuring Tyre Forces and Moments, 2004, S. 3.

Temperaturkompensation

Im realen Einsatz soll die Funktionstauglichkeit der Raddynamikmesstechnik auch unter Extremsituationen gewährleistet sein. Beim Fahrversuch im Winter kann die Umgebungstemperatur unter $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ fallen, demgegenüber kann die Temperatur der Bremsscheibe nach einem Folgestoppversuch oder bei längeren Bergab-Fahrten mit Dauerbremsen sogar mehr als $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ erreichen. Da WFS durch die Adaption eine mechanische Verbindung mit dem Bremssystem besitzen, kann die Sensoroberfläche sogar eine Betriebstemperatur von mehr als $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ erreichen, wie Bremsversuche bei FZD gezeigt haben. Die lokale Temperatur muss auch innerhalb des Sensors nicht homogen verteilt sein. Diese thermische Belastung der Bremse verursacht interne Spannungen in der Struktur des Sensors, die zu einer thermisch induzierten Belastung der Messelemente und einer Temperaturdrift in der Messung führen. Deshalb soll die Baugröße des einzelnen Elementes für Temperaturkompensation innerhalb einer sehr kleinen Fläche gehalten werden¹³⁵. Darüber hinaus soll eine Anpassung an die Ausdehnung des Sensormaterials in der Entwicklung auch betrachtet werden¹³⁶. Mit verteilt gebauten Thermosensoren wird angestrebt, eine Temperaturkompensation durchzuführen¹³⁷.

Hohe Auflösung

Der Quantisierungsfehler hängt von der Auflösung in der A/D-Umwandlung ab. Bei einem Messbereich von $\pm 24\text{ kN}$ entspricht z. B. eine Auflösung mit 16 bit¹³⁸ von $48 \times 10^3\text{ N}/2^{16} = 0,73\text{ N}$. Wie Formel (1.5) zeigt, ist eine hohe Auflösung im Encoder auch die Voraussetzung für eine hohe Genauigkeit für die Koordinatentransformation.

Mit größerer Auflösung werden gleichzeitig die Herausforderung an die Elektronik, die Rechenleistung, die Bandbreite zur Datenübertragung und den Platz für Datenspeicherung gestellt.

Koordinatentransformation

Wie im Kapitel 1.2.1 diskutiert, kann die Ausrichtung des WFS-Koordinatensystems insbesondere an der Lenkachse nach dem Nullabgleich mit denen von anderen Koordinatensystemen in Fahrversuchen stark abweichen. Die Messwerte von WFS müssen daher noch für die Anwendungen ins benötigte Koordinatensystem transformiert werden. Der benötigte Encoder für WFS misst lediglich die Drehung der Nabe relativ zur Abstützungseinheit außen oder zum Radträger bzw. zur Radaufhängung innen. Ferner werden Informationen über Spur- und Sturzwinkel für weitere Berechnung benötigt. Ohne entsprechende

¹³⁵ A&D Company, Ltd.: Wheel Force Sensor datasheet, 2011, S. 3.

¹³⁶ Swift, D. A. et al.: Development of a Transducer for Independent Measurements, 2004, S. 4.

¹³⁷ CAEMAX Technologie GmbH: 6-component wheel force transducer WFT-Cx, 2017, S. 5.

¹³⁸ A&D Company, Ltd.: Wheel Force Sensor Instruction Manual, 2016, S. 41.

Kompensationsmaßnahmen kann diese Transformation jedoch nicht geschehen und dadurch entstehen weitere Messfehler.

Kleine Gewichtsänderung

Alle vom Autor bekannten Raddynamikmessgeräte erhöhen die reifengefederte Masse im Vergleich zum Standardrad. Daher soll sie bei vorausgesetzter Steifigkeit und Dauerfestigkeit möglichst leicht sein, damit die Fahreigenschaften des Fahrzeuges nahezu unverändert bleiben. Zugleich soll das Trägheitsmoment des Rades auch nur gering beeinflusst werden.

Der Einsatz von Kohlenstofffaser^{139,140} oder Materialien wie Titan in Sensorgehäusen und Felgenadaption kann dabei helfen, die Masse des Rades weiter zu reduzieren. Weitere Betrachtungen erfolgen noch in Kapitel 2.2.3.

Aerodynamik

Immer größerer Wert wird heutzutage bei der Fahrdynamikentwicklung auf Aerodynamik-Eigenschaften des Fahrzeugs gelegt. Dafür wird erwartet, dass sie so wenig wie möglich von der angebrachten Messtechnik gestört werden. Dieser Einfluss der äußeren Abstützungseinheit des WFS oder von WPS und LGS ist beträchtlich. Es ist zwar anzunehmen, dass der aerodynamische Einfluss mit einer inneren Abstützungseinheit des WFS relativ klein ist, aber der Nachteil in der Koordinatentransformation¹⁴¹ muss dafür in Kauf genommen werden.

Für Bremsversuche ist auch zu beachten, dass die Messtechnik und die Adaption negativen Einfluss auf die aerodynamische Kühlung (Abbildung 23) haben kann. Der kühltechnisch optimierte Aufbau mit der guten Wärmeleitung des Messkörpers wird für diese Anwendung betont¹⁴². Im Notfall muss noch ein aktives Kühlungssystem für Bremsversuche eingebaut werden.

¹³⁹ Kistler Group: Measuring Systems for Vehicle Development, 2007, S. 6.

¹⁴⁰ A&D Company, Ltd.: Wheel Force Sensor (WFS), 2017, Zugriff am 22.04.2017.

¹⁴¹ siehe Kapitel 7

¹⁴² CAEMAX Technologie GmbH: WFT-Cx-6-Komponenten-Messräder, 2017.

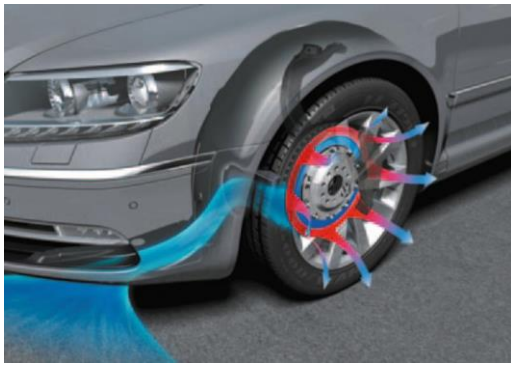


Abbildung 23: Bremsenkühlung durch gezielte Anströmung¹⁴³

Geringe Verzerrung bei der Signalübertragung

Analoge Signale sind relativ empfindlich gegen äußere Einwirkungen, aus diesem Grund ist eine frühzeitige Digitalisierung entscheidend für eine hohe Signalqualität gegenüber Störungen. Die Synchronisation zwischen den Messgliedern und dem Encoder kann durch das Auslösen des Winkelpulses realisiert werden. Bei niedriger Geschwindigkeit kann sich das System dank der Digitalisierung auch entscheiden, zeitbasierte Abtastungen durchzuführen¹⁴⁴. Nahfeld-Telemetrie am Encoder kann verwendet werden, um physikalischen Verschleiß des Rotors zu verhindern. Die digitalisierten Signale können dann mit abgeschirmtem Kabel zum Messrechner übertragen werden. Darüber hinaus können die Messsignale auch telemetrisch noch weiter kabellos ausgesendet werden¹⁴⁵. Der Vorteil des Konzeptes besteht darin, dass damit der Verkabelungsaufwand gespart wird. Ohne Stromkabel verkürzt sich jedoch die Betriebszeit aufgrund höherer Akkumutzung.

2.2.3 Robustheit

Die Robustheit und die damit verbundene Langlebigkeit der Messtechnik sind von großer Bedeutung, um das hohe Investment durch Zeit- und Kostenreduzierung in der Entwicklung auf lange Sicht zu kompensieren.

Dauerfestigkeit

Betriebsfestigkeitsmessung ist wie erwähnt ein wichtiger Anwendungsbereich von Rad-dynamikmesstechnik. Dafür muss die Messtechnik selbst alle möglichen Extremlastfälle überstehen. Weiterhin ist es auch essenziell, Verfälschung der Messsignale und Schaden an Versuchsprototypen durch mechanisches Versagen des Messsystems zu vermeiden. Bei vielen Leichtbau-Maßnahmen durch Verwendung von Materialien wie Aluminium oder Kohlenstofffaser kann die mechanische Widerstandsfähigkeit vom Sensor vermindert werden. Deswegen ist es notwendig, die Dauerfestigkeit der Messtechnik mit einem

¹⁴³ Breuer, B.: Bremsenhandbuch, 2013, S. 44.

¹⁴⁴ A&D Europe GmbH: Wheel Force Sensor, 2016, Zugriff am 11.03.2016.

¹⁴⁵ Ammann, M. et al.: Messrad-Telemetrie mit synchroner drahtloser Übertragung, 2011.

konservativen Ansatz zu überprüfen¹⁴⁶. Manche Adaptionen werden oft für den Einbau eines Systems individuell gefertigt, ihre Dauerfestigkeit ist jedoch nicht berücksichtigt¹⁴⁷. Eine Änderung durch Alterung der Messtechnik soll auch minimal gehalten werden, wobei das System regelmäßig kalibriert und beim Hersteller getestet werden kann. Zur Sicherheit wird auch eine spezielle mechanische Struktur insbesondere für Lkw-Anwendungen entwickelt, um die Messtechnik vor Überlastung zu schützen¹⁴⁸.

Thermofestigkeit

Wie innerhalb des Abschnittes Temperaturkompensation erörtert, muss die Messtechnik in extrem heißen und kalten Temperaturfenstern zuverlässig funktionieren. Dabei soll das Strukturmaterial des WFS unbeeinflusst bleiben. Während längeren Bergab-Fahrten mit Dauerbremsen werden die Temperaturgrenzen, z. B. des Werkstoffen Kohlenstofffaser, erreicht oder sogar überschritten¹⁴⁹. Dieses Material wird daher für bestimmte Anwendungen aufgrund fehlender Hitzefestigkeit als nicht geeignet betrachtet.

Wasser- und Staubfestigkeit

Die Raddynamikmesstechnik soll auch gegen Spritzwasser, Staub und Schmutz geschützt werden. Die Schutzart von WFS ist bei den meisten Produkten höher als IP65¹⁵⁰. Das heißt, dass die Messtechnik in diesem Fall staubdicht ist und Schutz gegen starkes Strahlwasser besitzt¹⁵¹.

2.2.4 Sonstiges

Kosten

Das System mit passenden Spezifikationen muss einen marktfähigen Preis besitzen.

Service

Um den Aufwand mit der Messaufgabe weiter zu beschränken, ist aus Sicht des Endbenutzers erwünscht, dass alle Adapter und spezielle Felgen vom Hersteller kundenspezifisch gestaltet werden. Eine kurze Reaktionszeit bei der Aufhebung von potenziellen Problemen, ein einfacher Austausch von Einzelteilen und schnelle Wartung und Überprüfung bei der Änderung durch Alterung spielen auch eine entscheidende Rolle. Zudem hilft

¹⁴⁶ Meyer, R. A. et al.: Optimizing Load Transducer Design, 2001, S. 5.

¹⁴⁷ Schudt, J. A. et al.: Supplementation of Measured Vehicle Road Loads, 2005, S. 5.

¹⁴⁸ Feng, L. et al.: Design and optimization of a wheel force transducer, 2015, S. 1599f.

¹⁴⁹ Weiblen, W. et al.: Evaluation of Different Designs of Wheel Force Transducers, 1998, S. 1.

¹⁵⁰ A&D Company, Ltd.: Wheel Force Sensor datasheet, 2011, S. 11.

¹⁵¹ DIN ISO 60529:2014-09: Schutzarten durch Gehäuse, 2014.

eine enge Zusammenarbeit mit den Kunden den Messtechnikherstellern, ihre Produkte weiter zu verbessern^{152a}.

2.3 Auswertung Wheel Force Sensor

In dem vorherigen Abschnitt werden die Anforderungen an WFS zusammengefasst. Im Folgenden werden die Messprinzipien, die Konstruktion und das Material anhand der erstellten Anforderungen bewertet.

2.3.1 Messprinzipien

Piezoelektrische Sensoren und Dehnungsmessstreifen (DMS) sind die zwei Messprinzipien für die Messaufnahme des WFS.

Piezoelektrische Sensoren

Die piezoelektrische Kraftmessung ist ein aktives System. Die Kraft- und Momentkomponenten können durch Dreikomponenten-Quarkraftsensoren gemessen werden. Diese haben Ausgänge in Form von elektrischen Ladungen, die durch Ladungsverstärker in Spannungen umgewandelt sind. Wegen der anisotropen Materialeigenschaften von Quarz kann ein Messglied nur druck- oder schubempfindlich aufgebaut werden. Damit ist die Messung von Kräften in drei Richtungen unter einer hohen mechanischen Vorspannung durch einen hochfesten Bolzen möglich. Eine hochgenaue mechanische Fertigung ist notwendig, um die Kräfte homogen auf dem Quarz in normaler Richtung zu verteilen¹⁵³. Mit dieser Methodik hat der Sensor eine hohe Eigenfrequenz (z. B. 2000 Hz¹⁵⁴) und eine hohe Empfindlichkeit über den gesamten Messbereich.

Die Einschränkung bei piezoelektrischen Sensoren liegt hauptsächlich an der unteren Grenzfrequenz. Eine Drift der Ladungsverstärker mit der Zeit erlaubt nur kurzzeitige dynamische Messungen. Die mit der Zeit steigende statische Differenz in den Messergebnissen zwischen piezoelektrischen Sensoren und DMS ist in der Literatur zu erkennen, ohne dass darauf eingegangen wurde^{152b}. Trotz einer ständigen Optimierung des Konzeptes in den letzten Jahrzehnten ist nach Wissensstand des Autors nicht klar, ob der zugrundeliegende physikalische Effekt kompensiert werden kann. Durch eine vor und nach den Messfahrten identifizierte Zeitfunktion kann eine Korrektur dieses Effekts durchgeführt werden¹⁵⁵.

¹⁵² Weiblen, W. et al.: Integrated Wheel Dynamometer Technology, 2003, a: S. 10, b: S. 7 (Bild 8); c: S. 6.

¹⁵³ Dijks, A.: Rolling Resistance Measurements, 1981, S. 2.

¹⁵⁴ Kistler Group: Measuring Systems for Vehicle Development, 2007, S. 113f.

¹⁵⁵ Weiblen, W. et al.: Evaluation of Different Designs of Wheel Force Transducers, 1999, S. 8.

Dehnungsmessstreifen (DMS)

DMS finden in der Kraftmessung eine verbreitete Anwendung und sind ein passives Messsystem. Die elastische Verformung der Bauteile aufgrund äußerer Kräfte führt zur Widerstandsänderung des daran angebrachten Drahtes. Die Vorteile des DMS-Messsystems sind:

- Statische oder quasi-statische Messung mit hoher Genauigkeit
- Messungen im Zug- und Druckbereich ohne Vorspannung
- Einfache Kalibrierung mit statischen Lasten

Bereits in den 60er Jahren hat Whittemore¹⁵⁶ einen WFS mit DMS-Technik vorgestellt. Bei DMS-Messung ist eine elastische Verformung für die Messung notwendig. Um ein gutes Signal-Rausch-Verhältnis zu erreichen, muss die Konstruktion eine gewisse Elastizität haben. Die damit verbundenen Probleme wie Hysterese, reduzierte Eigenfrequenz oder Signaldrift müssen durch Optimierung in der Konstruktion und der Elektronik gelöst werden^{152c,157,158}.

2.3.2 Entwurf

Es gibt verschiedene Entwürfe des WFS, die sich in vier verschiedene Kategorien aufteilen lassen:

- **Mechanische Entkopplung:** Abbildung 24 (links) zeigt ein WFS mit mechanischer Trennung von Lastpfaden, um ein möglichst niedriges Niveau des Übersprechens zu bekommen. Die DMS werden an den Stellen eingebaut, wo die Struktur nur in vorgesehenen Richtungen eine niedrige Elastizität aufweisen. Es ist aber schwierig, das Gewicht dabei zu reduzieren¹⁵⁹ und die Eigenfrequenz zu erhöhen.

¹⁵⁶ Whittemore, A. P.: Measurement and prediction of dynamic pavement loading, 1969, S. 3.

¹⁵⁷ MTS Systems Corporation: Spinning Wheel Integrated Force Transducer, 2009, S. 8.

¹⁵⁸ A&D Company, Ltd.: Wheel Force Sensor datasheet, 2011, S. 2ff.

¹⁵⁹ Weiblen, W. et al.: Evaluation of Different Designs of Wheel Force Transducers, 1998, S. 4.

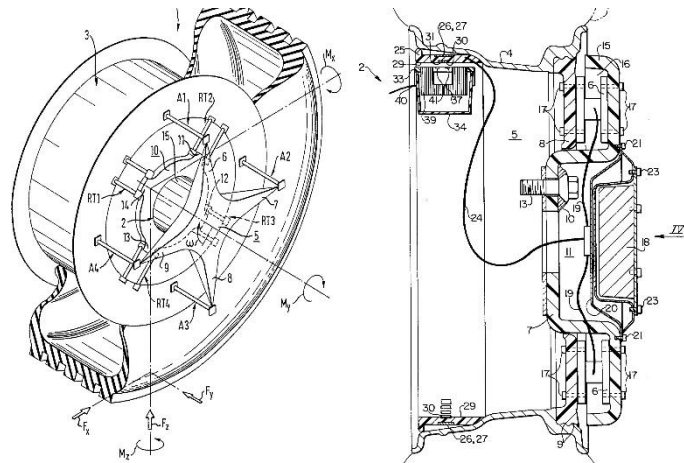


Abbildung 24: links: Kraftmessnabe VELOS¹⁶⁰, rechts: WFS mit vier Messzellen von DMS¹⁶¹

- **Kombination von einzelnen Messzellen:** Ein anderes Konzept (Abbildung 24: rechts) nimmt mehrere symmetrisch angeordnete 3-Komponenten-Messzellen und berechnet die resultierenden 6-Komponenten-Signale aus den einzelnen Messzellen. Die Messzellen können entweder piezoelektrische Sensoren oder DMS sein, wobei die Halterung für die Messzellen je nach Bedarf aus verschiedenen Materialien mit hoher Steifigkeit gestaltet wird. Eine Erweiterung des Messbereiches kann durch Vermehren der Messzellen realisiert werden^{152c}.
- **Entkopplung durch Anordnung von DMS:** In diesem weit verbreiteten Konzept sind DMS direkt an die Biegebalken und Speichen angebracht. Die Signalkopplung wird durch speziell gebildete Brücken realisiert. Die DMS befinden sich an den Messstellen, wo hohe Beanspruchung auftreten. Zunächst werden zwei kostengünstige Konzepte vorgestellt. Mit drei Speichen und zwölf DMS ist die Struktur (Abbildung 25: links und Mitte) statisch bestimmt. Dabei liegt die Eigenfrequenz mit der einfachen Konstruktion in Richtung der Raddrehung lediglich bei 150 bis 300 Hz¹⁶². Durch die spezielle Anordnung der 16 Messglieder des zweiten Konzepts in einer symmetrischen Struktur bilden acht Biegebalken das Grundgerüst dieses WFS (Abbildung 25: rechts)¹⁶³. Angaben über die Genauigkeit der nicht vermarkten Konzepte sind nicht bekannt. Nach dem aktuellen Wissensstand kann deren Übersprechen durch präzisere Verarbeitung nur zu einem gewissen Grad minimiert werden. Es ist auch schwierig, damit hohe Eigenfrequenz bei gleichzeitig hoher Genauigkeit zu erreichen.

¹⁶⁰ Rupp, A. et al.: Meßrad, 1994, S. 14.

¹⁶¹ Beste, A. et al.: Force measuring wheel for vehicles, 1998.

¹⁶² Gobbi, M. et al.: Wheels with Integrated Sensors for Measuring Tyre Forces and Moments, 2004, S. 3f.

¹⁶³ Lin, G. et al.: An Initial Value Calibration Method for the Wheel Force Transducer, 2013, S. 2f.

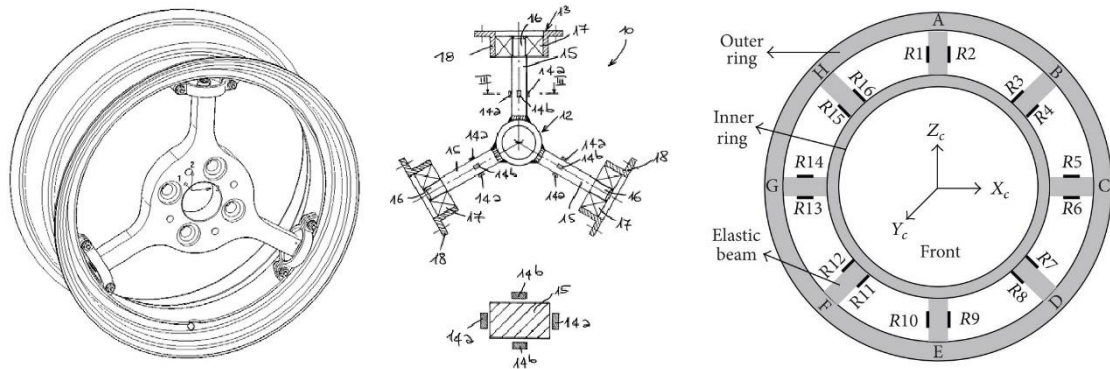


Abbildung 25: links und Mitte: WFS mit 3 Biegebalken¹⁶², rechts: WFS mit 8 Biegebalken¹⁶³

Um das Übersprechen besser zu kompensieren, werden in der Regel mehr als 80 DMS (Abbildung 26) und spezielle Optimierungen im Elastomer benötigt. WFS, basierend auf diesem Messkonzept, sind häufig im Markt zu finden. Allerdings ist deren Preis aufgrund der komplexen Konstruktion, hohen Anzahl von DMS, starken Verkabelung und hohen Anforderungen an Montage noch sehr hoch.

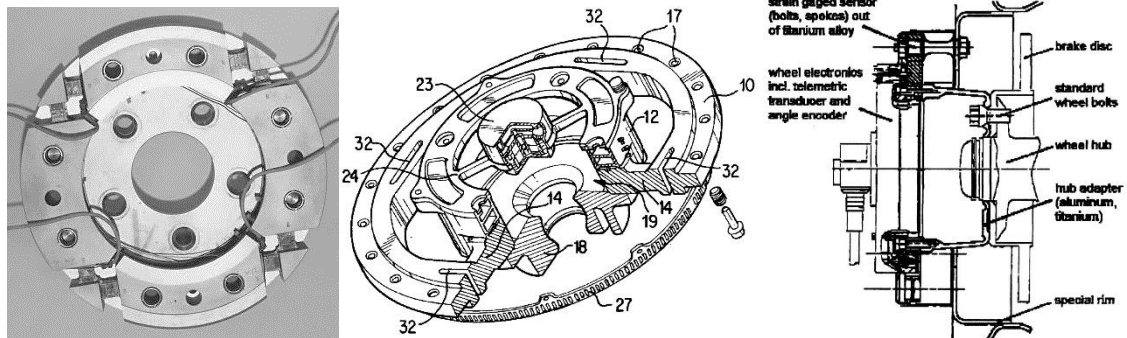


Abbildung 26: WFS mit Signaltrennung durch Anordnung von DMS, Anzahl von DMS: Links 96¹⁶⁴, Mitte 80¹⁶⁵, rechts 124¹⁶⁶

- **Digitale Entkopplung:** Dank der digitalen Technologie können die Rohsignale aus einzelnen lokalen Messbrücken nach einer direkten A/D-Wandlung dem digitalen Signalverarbeitungssystem (engl. Digital Signal Processing DSP) zugeführt werden. Im Vergleich zum Konzept, bei dem jede analoge Vollbrücke für jede Messkomponente verwendet wird, werden mit dem modellbasierten echtzeitfähigen Berechnungsverfahren alle Signale zur Umrechnung von jeglichen Komponenten ausgenutzt. Dafür ist ein DSP-System mit hoher Rechenleistung vorauszusetzen.

¹⁶⁴ Shoberg, R. S. et al.: A Triaxial Automotive Wheel Force and Moment Transducer, 1975, S. 3.

¹⁶⁵ Kuchler, M. et al.: Wheel force measuring hub assembly, 1999.

¹⁶⁶ Weiblen, W. et al.: Evaluation of Different Designs of Wheel Force Transducers, 1998, S. 3.

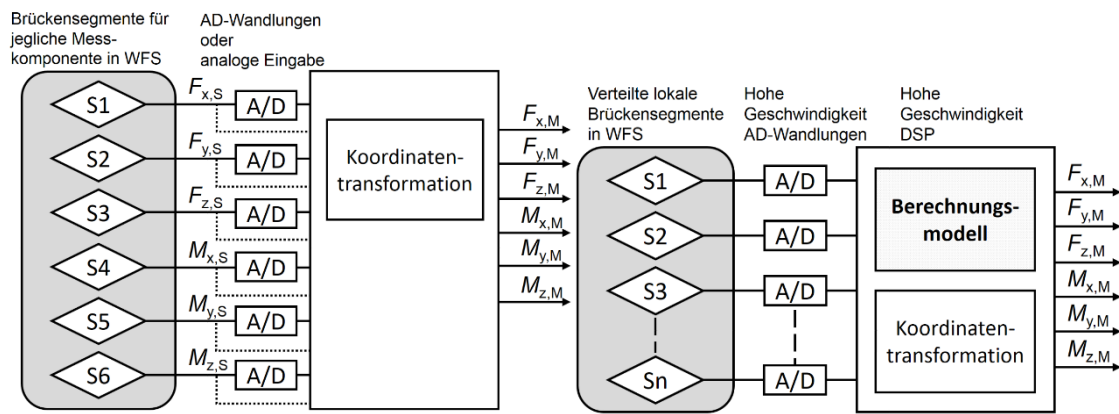


Abbildung 27: links: Entkopplung durch Anordnung von DMS, rechts: digitale Entkopplung¹⁶⁷

So wird eine Minimierung des Übersprechens¹⁶⁸ realisiert bei einer gleichzeitig starken Reduktion in der Anzahl der DMS¹⁶⁹. Darüber hinaus gewährleistet eine kürzere analoge Übertragungsstrecke eine minimale Verzerrung von Signalen. Weiterhin wird die Temperaturkompensation durch lokalen Messbrücken verwirklicht. Ein weiterer Vorteil der Digitalisierung besteht noch darin, dass passende Berechnungsstrategien durch die Situationserkennung „smart“ angepasst werden können. Die Situationserkennung reagiert zum Beispiel bei sehr niedriger Geschwindigkeit mit einer zeitbasierenden Abtastung und bei hoher Geschwindigkeit mit einer winkelbasierenden Datenaufnahme¹⁶⁷.

2.3.3 Konstruktionsmaterial

Aluminiumlegierung, hochfester Edelstahl, Titanlegierung und Kohlenstofffaser sind die verwendeten Materialien für die Konstruktion von WFS. Nach der Diskussion über die Anforderungen an WFS ist es bekannt, dass die verwendeten Konstruktionsmaterialien für die Sensitivität der Messung, Steifigkeit, Gewichtänderung, Dauerfestigkeit und Thermofestigkeit eine entscheidende Rolle spielen. Zusammen mit Kriterien wie Lastfällen, Thermokapazität, Wärmeleitfähigkeit und Kosten wird eine Auswahl des geeigneten Materials synthetisch getroffen werden.

Zunächst ist die Elastizität des Metalls für das Elastomer mit DMS sorgfältig zu bestimmen. In den meisten Fällen ist für die Sensorkonstruktion eine Aluminiumlegierung geeignet, um Gewicht, Steifigkeit und Dauerfestigkeit auszubalancieren. Bei der Anwendung an schweren Lkws und für Dauerfestigkeitsuntersuchung werden jedoch hochfester Edelstahl und Titanlegierung bevorzugt. Edelstahl bietet eine gute Wärmeleitfähigkeit, wobei eine Titanlegierung ein noch größeres Potenzial zur Gewichtsreduzierung besitzt. Zudem wird Kohlenstofffaser für extreme Gewichtsreduzierung und Steifigkeitserhöhung genutzt, wobei deren Temperaturbeschränkung vor allem beim Bremsversuch beachtet

¹⁶⁷ nach A&D Europe GmbH: Wheel Force Sensor, 2016, Zugriff am 11.03.2016.

¹⁶⁸ A&D Company, Ltd.: Wheel Force Sensor datasheet, 2011, S. 5.

¹⁶⁹ CAEMAX Technologie GmbH: 6-component wheel force transducer WFT-Cx, 2017, S. 4.

werden muss^{170,171}. Dazu werden Wärmeschutzteile verwendet, um die Sensorstruktur aus Kohlenstofffaser gegen die Wärmeübertragung von der Bremsscheibe zu isolieren^{172a}. Weiterhin ist die Ermüdungsstärke in bestimmter Richtung von Kohlenstofffaser schlecht, was in manchen Fahrsituationen eine Gefährdung darstellt.

Eigenfrequenz

Wie in der vorherigen Arbeit schon erwähnt, muss die Eigenfrequenz des WFS über dem zu untersuchenden Frequenzbereich liegen. Abbildung 28 stellt ein Test für die Bestimmung der niedrigsten Eigenfrequenz von dem in der Arbeit verwendeten WFS dar. Hierzu wird der Sensor an einem sehr steifen Fundament fixiert. Durch den Hammerschlag wird der freie Schwingungsvorgang von den Kraftgrößen mit 10 kHz aufgezeichnet. Es lässt sich erkennen, dass die Systemeigenfrequenz über 2 kHz liegt. Für den normalen Anwendungsbereich in der Fahrzeug- und Reifendynamik bis 250 Hz ist seine Steifigkeit ausreichend. Der Einfluss der Steifigkeit des Sensors kann in der weiteren Untersuchung vernachlässigt werden.

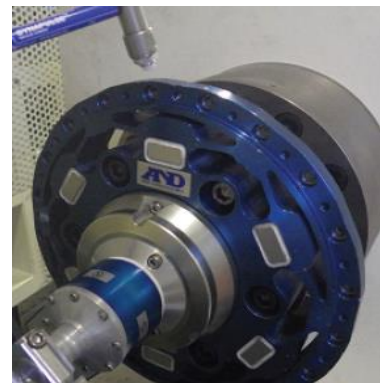
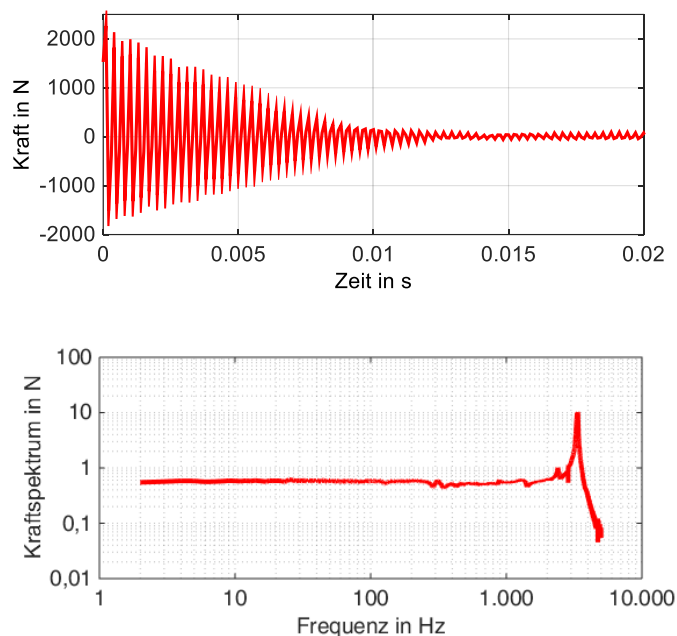


Abbildung 28: Kraftmessung in Zeit und Frequenzbereich von WFS im Hammerschlagversuch¹⁷³

¹⁷⁰ Kistler Group: Measuring Systems for Vehicle Development, 2007.

¹⁷¹ CAEMAX Technologie GmbH: 6-component wheel force transducer WFT-Cx, 2017.

¹⁷² Weiblen, W. et al.: Integrated Wheel Dynamometer Technology, 2003, a: S. 6; b: S. 5.

¹⁷³ Messdaten von A&D Europe GmbH

2.3.4 Weiterentwicklung

Aufgrund der Rechercheergebnisse ist davon auszugehen, dass WFS nach jahrzehntelanger Innovation sich mittlerweile auf einem sehr hohen Niveau in Handhabung, Genauigkeit und Robustheit befinden. Deswegen ist in dieser Arbeit anzunehmen, dass die Messung des WFS auf dem sensorfesten Koordinatensystem ganz ideal funktioniert. Weitere Potenziale in der Optimierung vom WFS bestehen in:

- weiterer Erhöhung der Messgenauigkeit
- weiterer Massenreduzierung gegen Steifigkeitserhöhung
- weiterer Entwicklung in der digitalen Signalverarbeitung mit modellbasiertem Sensorkonzept
- telemetrischer Signalübertragung mit verlängerter Betriebszeit
- einfacher Fernbedingung und Überprüfung der Konfigurationen
- mechanischer Integration von verschiedenen Sensoren (z. B. WFS und Beschleunigungssensoren)
- integrierter und synchronisierter Datenerfassung auch für fremde Signalquellen
- erweitertem Einsatzbereich für Schwer-Lkw oder Motorräder
- Programmiermöglichkeit gegen den Stand der Technik für die eigene Weiterberechnung der Messsignale
- Online-Diagnose und Temperaturüberwachung
- anschaulicher, verständlicher und interaktiver Anweisung für die Nutzer

2.4 Auswertung der Abstützungseinheit

2.4.1 Abstützungseinheit für WFS-Koordinatensystem

Wie in Kapitel 1.2.2 und in den Anforderungen schon erwähnt, muss für die WFS-Messung die Koordinaten-Transformationsmatrix vom sensorfesten auf das WFS-Koordinatensystem erfolgen. Die Abstützungseinheit sorgt dafür, den Raddrehwinkel und damit das WFS-Koordinatensystem zu definieren. Die vom WFS ausgegebenen Messwerte können Winkelfehler enthalten und sind dann für viele Anwendungen kaum nutzbar. Nach dem Stand der Technik stehen vier bekannte Messkonzepte zur Verfügung:

- **A: An dem Radträger oder der Radaufhängung:** In den meisten Fällen wird das Konzept wie in Abbildung 29 für die Messfahrten auf den öffentlichen Straßen verwendet. Der Vorteil dessen besteht vorwiegend darin, dass der Sensor wenig seitlich nach außen aus der Felgenebene ragt. Somit ist eine Straßenzulassung des Fahrzeuges mit Messaufbau möglich und die Aerodynamik des Fahrzeuges wird nur gering beeinflusst. Eine Voraussetzung dafür besteht im zur Verfügung stehenden Raum für den Einbau des Encoders und für die Verkabelung. Beim Einlenken sowie beim Ein- und Ausfedern kann das an den Radträger oder an die

Radaufhängung angelehnte WFS-Koordinatensystem jedoch vom radfesten Koordinatensystem abweichen. Diese Unbekannte kann zu Abweichungen bei den Messergebnissen führen.

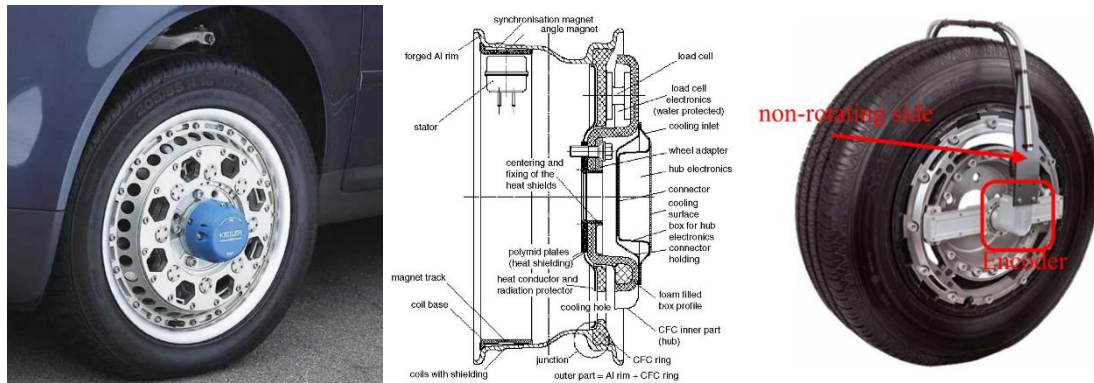


Abbildung 29: links und Mitte: WFS mit telemetrischer Signalübertragung mit am Radträger befestigten Stator^{172b}, rechts: WFS mit an der Radaufhängung befestigtem Stator¹⁷⁴

Im Gegensatz dazu kann die Abstützungseinheit außerhalb des Rades an der Fahrzeugkarosserie mit Saugnäpfen oder Schraubenverbindungen angebracht werden. Mit diesem Konzept ist es zwar schwieriger, Sonderstraßenzulassung für das Versuchsfahrzeug zu bekommen, aber der Adaptionaufwand kann gemäß Erfahrung des Autors reduziert werden.

- **B: An der Felge:** Mit diesem Konzept wie in Abbildung 30 (1) ist der Aufwand beim Einbau des Sensors am geringsten. An der Lenkachse wie in (3) und (4) zu sehen, bewegt sich das Rad jedoch beim Einlenken in Längsrichtung relativ zur Karosserie, dadurch neigt sich die Z_M -Achse des WFS-Koordinatensystems jeweils nach vorne und nach hinten. So wird die Messung vom Raddrehwinkel verfälscht und der entstehende Winkelfehler kann bei vielen Anwendungen beträchtlich sein. Damit ist nur die Messung von Brems- und Antriebsmoment im radfesten Koordinatensystem nicht betroffen. Nur die Messung der Brems- und Antriebsmomente im radfesten Koordinatensystem ist davon nicht betroffen.

¹⁷⁴ Wang, D. et al.: Angle error compensation in wheel force transducer, 2016, S. 204.



Abbildung 30: (1): WFS mit Stützlager an der Felge^{172b} (2): WFS mit Stützlager an der Felge und Winkelkorrektur am Aufbau (3): Variation (2) beim Einlenken nach rechts (4): Variation (2) beim Einlenken nach links

- **C: An der Felge mit Winkelkorrektur am Aufbau in x - und z -Richtung:** Im Vergleich zum Konzept B wird am Fahrzeugaufbau ein zweiter Encoder eingebaut, um die Längsbewegung des Rades in x_v -Richtung zu kompensieren. Damit soll der Winkelfehler beim Konzept B deutlich verkleinert werden. Die verbleibenden Fehler können durch eine nicht perfekte Ausrichtung des Encoders und die Abweichung zwischen X_vZ_v -Ebene und X_wZ_w -Ebene beim Einlenken entstehen.
- **D: An der Felge mit Parallelogramm-Gestänge:** Wie Abbildung 31 zeigt, kann der unerwünschte Winkelfehler im WFS-Koordinatensystem durch ein Parallelogramm-Gestänge auf mechanische Weise ohne zusätzliche Messung vom Encoder kompensiert werden. WPS mit Parallelogramm-Gestänge gehören auch zu dieser Kategorie. Die Messung mit WFS im WFS-Koordinatensystem kann jedoch ohne eine weitere Korrektur auch in vielen normalen Fahrsituationen zu geringen Abweichungen vom radfesten Koordinatensystem führen (vgl. Koordinaten in Kapitel 7). Darüber hinaus kann durch die Messwerte der WPS die Transformation der gemessenen Kräfte- und Momente aus dem WFS-Koordinatensystem in das fahrzeugfeste Koordinatensystem ermöglicht werden.



Abbildung 31: Parallelogramm-Gestänge mit WFS an der Lenkachse¹⁷⁵

¹⁷⁵ Weiblen, W.: Integrated Vehicle Weight Optimization and Endurance Validation Process, 1998, S. 4.

Noch zu beachten ist, dass die Abstützungseinheit selbst nur geringe Eigenschwingungen während der Messfahrten ausführt, da andernfalls ihre Eigenfrequenz ein unerwünschtes Übersprechen in der Messung mit WFS zur Folge hat.

Selbst wenn die hier besprochenen Systeme als komplett ideal angenommen werden, besteht wie oben gezeigt ihr eigenes Informationsdefizit für die Anwendungen mit WFS. Es ist leider wegen der Komplexität in der Kinematik und der fehlenden Referenzmessung noch nicht klar:

- wo die Grenzen der Konzepte sind,
- welches Konzept für welche Anwendung geeignet ist,
- welche Kompensationsmaßnahmen und Messprozedur durch zusätzliche Sensoren existieren.

Eine genaue Diskussion dieser Probleme erfolgt in Kapitel 7 dieser Arbeit.

2.4.2 Wheel Position Sensor (WPS)

Wie bereits im Kapitel 1.2.3 beschrieben, misst WPS die relative Bewegung des Rades zur Fahrzeugkarosserie durch mechanische oder optische Prinzipien. Ermittelt werden die Drehwinkel an den zwei Raumachsen¹⁷⁶ und Positionsveränderungen in den drei Raumebenen durch fünf individuelle Encoder. Außerdem kann ein Radimpulsgeber zur Bestimmung der Raddrehzahl bzw. Radgeschwindigkeit optional am mechanischen WPS montiert werden, für die Integration mit WFS ist er jedoch immer erforderlich.

Beim mechanischen WPS werden die Werte durch die Winkeländerungen von den Encodern an den Gelenken zwischen mehreren zueinander drehbaren Bauteilen ermittelt. Oben befindet sich der Referenzmesspunkt, an dessen Stelle der Sensor über ein Verbindungsstück durch Saugnäpfe an Kotflügel, Motorhaube oder Scheiben befestigt wird. Unten wird ein WPS über einen Adapter an den WFS oder die Felge angeschlossen, ohne sich mit dem Rad mitzudrehen. Um eine hohe Genauigkeit zu erzielen, müssen die Encoder entsprechend auch eine sehr hohe Auflösung besitzen. Zwar ist die Auflösung des Sensors nach Angabe des Herstellers schon im Hundertstel-Millimeter-Bereich¹⁷⁷, doch kann die Messgenauigkeit noch von vielen anderen Faktoren abhängig sein.

- **Steifigkeit:** Zuallererst ist eine hohe Steifigkeit des Systems mit hoher Eigenfrequenz in allen Richtungen erforderlich, damit die Eigenschwingung des Sensors selbst wenig Einfluss auf die Messergebnisse nimmt.
- **Masse:** Des Weiteren soll die zugenommene reifengefederte Masse möglichst klein gehalten werden, weil diese Zunahme den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit gleichzeitig verschlechtert¹⁷⁸ und die Fahreigenschaften des Versuchsfahrzeugs nicht mehr repräsentiert.

¹⁷⁶ Drehwinkel vom Rad um X_M -Achse wird hier nicht gezählt.

¹⁷⁷ A&D Europe GmbH: AD7852 (Wheel Position Sensor), 2016, Zugriff am 11.03.2016.

¹⁷⁸ Mitschke, M. et al.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 2014, S. 398.

- **Karosserie:** Die Befestigung an der Karosserie spielt auch eine Rolle. Die Motorhaube und der Kotflügel sind üblicherweise nachgiebig gestaltet und besitzen eine relative niedrige Steifigkeit in Normalrichtung. Während der Messfahrten mit hoher Dynamik kann der Referenzpunkt dadurch vom Schwerpunkt des Fahrzeugaufbaus dynamisch abweichen. Obwohl die zugenommene gefederte Masse beim Einbau des Sensors im Verhältnis zur Aufbaumasse klein ist, kann durch deren Trägheitskraft und die Elastizität in der Befestigung an der Karosserie die Messgenauigkeit verschlechtert werden. Der Kompromiss zwischen der Steifigkeit und der Masse muss durch Optimierung in der Konstruktion und im verwendeten Material gefunden werden.
- **Exzentrizität:** Ein weiterer Einflussfaktor auf die Messgenauigkeit besteht in der Exzentrizität und Ausrichtung der Raddrehachse. Wenn die Raddrehachse und die Achse des Adapters nicht perfekt zueinander passen, bildet sich ein Exzentrizitätsfehler, der vom Raddrehwinkel abhängig ist. Eine mögliche Exzentrizitätskompensation kann durch die Messung vom Raddrehwinkel erfolgen¹⁷⁹.
- **Nullabgleich:** Die Horizontalebene des WPS wird in der Regel bei stillstehendem Fahrzeug auf ebener Fahrbahn durch eine Wasserwaage kontrolliert. Bei großer Änderung des Beladungszustandes ist noch auf einen neuen Nullabgleich zu achten. Die X-Achse des WPS ist nach Kenntnisstand des Autors per Augenmaß verstellt. Eine optische Methodik für die Bestimmung der Fahrzeuglängsachse wird benötigt, um eine sehr genaue Verstellung zu erreichen.

Generell lässt sich das mechanische Konzept wie in Abbildung 32 in zwei Kategorien aufteilen: Parallelogramm-Gestänge und Mono-Stab-Konzept.

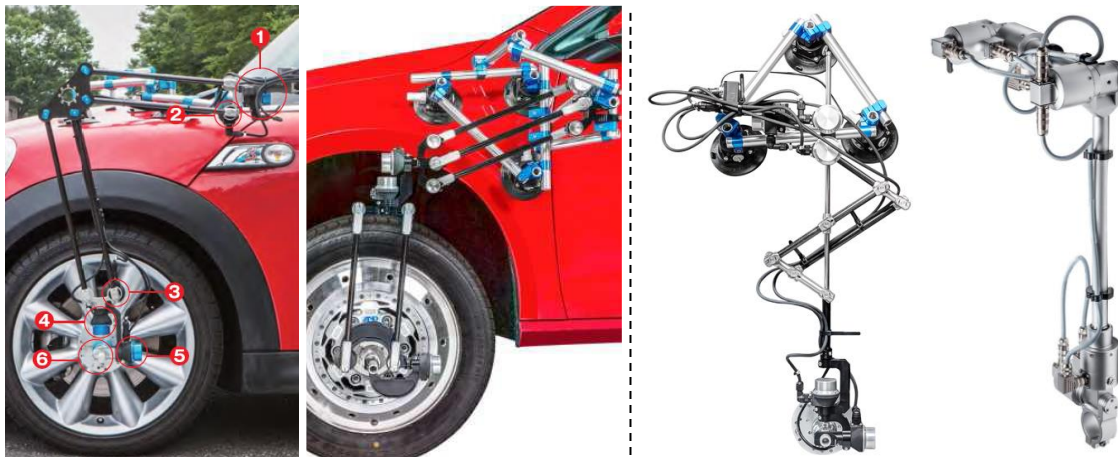


Abbildung 32: links: Parallelogramm-Gestänge (1) WPS Version-A (2) WPS Version-B; rechts: Mono-Stab-Konzept (1) WPS Version-C¹⁷⁷ (2) RV-4 Sensor Pkw-Version¹⁸⁰

Dargestellt auf der linken Seite sind zwei Beispiele mit Parallelogramm-Gestängen, womit die Encoder an jedem Doppelgelenk durch Stäbe-Paare mit zwei oder drei Stäben mit

¹⁷⁹ A&D Company, Ltd.: Wheel Position Sensor Instruction Manual, 2016, S. 51ff.

¹⁸⁰ Kistler Group: RV-4 Sensoren Datenblatt, 2015.

gleicher Länge verbunden sind. Nur eine Winkeländerung wird an jedem Gelenk gemessen, weil das Verbindungsstück die Drehung an jeder Stelle nur in einer Richtung zulässt. Der Unterschied dieses Konzeptes zum Mono-Stab-Konzept ist, dass die $X_M Y_M$ -Ebene am Verbindungsstück an der Nabe parallel zur $X_V Y_V$ -Ebene vom Aufbau gehalten werden kann. Der damit verbundene LGS kann den Sturz des Rades und den Nickwinkel des Aufbaus direkt messen. Das Problem mit diesem Konzept besteht darin, dass die Gestänge mit größeren Hebelarmen ohne weiterer Abstützung im Raum stehen und ihre Trägheitskräfte und –momente größere Wirkungen auf das Ergebnis haben können. Zur Gewichtsreduzierung und Erhöhung der Steifigkeit werden Stäbe aus Kohlenstofffaser verwendet. Weiterhin ergibt sich die WPS Version-B aus einer Optimierung aus der WPS Version-A, wobei zwei weitere Maßnahmen für die Erhöhung der Systemsteifigkeit vorgenommen wurden. Wie in der Tabelle 9.2 (Anhang B) dargestellt, ist die erste Methode die Verkürzung der maximalen Länge zwischen den Gelenken von 450 mm auf 350 mm. Die andere steht für die Verstärkung der seitlichen Steifigkeit durch drei Parallelogramm-Gestängen oben. Mit kleinerem Hebelarm nimmt aber die Freiheit beim Einbau ab, besonders an der Lenkachse muss dies vorsichtig überprüft werden, um potenzielle mechanische Interferenzen in allen Fahrsituationen zu vermeiden.

Auf der rechten Seite in Abbildung 32 werden zwei Sensoren des Mono-Stab-Konzepts gezeigt. Das Konzept ist im Vergleich zu Parallelogramm-Gestängen viel kompakter. Dennoch sind die Sturz- und Nickwinkeländerung beim Einlenken und bei der Aufbau-bewegung in Bezug auf die LGS-Messung und die Drehzahlmessung als Störungen anzusehen. Bei der WPS Version-C wird die maximale Länge zwischen Gelenken auf weniger als 300mm reduziert. Nach dem Hersteller ist eine Haupteigenfrequenzerhöhung des Systems gegenüber der WPS Version-B von 40 bis 50 % zu erwarten. Der RV-4 Sensor hat auch eine kompakte Form mit vermutlich hoher eigener Steifigkeit. Aber angesichts seines höheren Gewichts wären größere Verformung an den Verbindungsstellen an der Karosserie und damit verbundene Messfehler zu erwarten. Die Freiheit beim Einbau mit diesem System kann wegen der hohen Gesamtlänge des Mono-Stabs noch hoch bleiben.

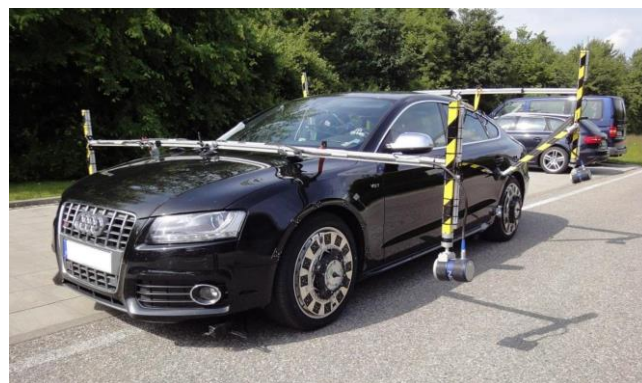


Abbildung 33: Versuchsfahrzeug ausgestattet mit optischen WPS¹⁸¹

¹⁸¹ van Putten, S.: Methods and Potentials of Direct Identification of Tire Characteristics, 2014, S. 434f.

Die sechs Freiheitsgrade der Radbewegungen relativ zum Fahrzeugaufbau können auch optisch erfasst werden (Abbildung 33). Spezielle optische Marker auf dem Kotflügel und der Felge können durch eine Hochgeschwindigkeits-Digitalkamera erfasst und analysiert werden. Damit wird die reifengefederte Masse kaum geändert und die Verformung der Halterung kann in der Bildverarbeitung kompensiert werden. Diesen Vorteilen stehen folgende Nachteile entgegen: Das System nimmt viel Platz in Querrichtung ein. Die Abstützungseinheit mit Encoder innerhalb der Felge ist nicht sichtbar und der außenliegende Stator kann die Bildaufnahme stören¹⁸². Aus diesen Gründen wird der optische WPS für die Messung mit WFS und LGS in dieser Arbeit nicht betrachtet.

Im Gegensatz dazu bietet der mechanische WPS die Abstützung des WFS-Koordinatensystems und des LGS. Weiterhin können die Informationen über die Radbewegung für die weitere Koordinatentransformation genutzt werden.

2.4.3 Laser Ground Sensor (LGS)

Der am Parallelogramm-Gestänge befestigte LGS bestimmt das Radkoordinatensystem in Bezug auf die Fahrbahn. Mit dem Mono-Stab-Konzept als Abstützungseinheit werden seine Messergebnisse wie in Abbildung 34 jedoch stark von der Lenkbewegung beeinflusst. Darüber hinaus besteht die Annahme des Messkonzeptes, dass die Fahrbahn flach und eben ist. Eine gekrümmte oder stark unebene Fahrbahn hat Messfehler zur Folge, da die Messstellen außerhalb des Radaufstandspunktes auf der Fahrbahn liegen. Je näher die Messpunkte am Reifen sind, desto genauer sind die Messergebnisse. In dieser Arbeit wird die Fahrbahn bei der Messung mit LGS vorrangig als eben betrachtet. Deshalb sind die Messungen nur durch Bewegungen der Abstützungseinheit beeinflusst.



Abbildung 34: Optischer Geschwindigkeitssensor am Radvektorsensor vom Mono-Stab-Konzept beim Einlenken

¹⁸² AICON 3D Systems: MoveInspect Technology - WheelWatch, Zugriff am 29.09.2015.

2.5 Physikalische Modellierung vom Reifen

Wird ein Reifen durch die Fahrbahn angeregt, überträgt er die Schwingungen auf die Felge und damit weiter auf die Radaufhängung. Um die physikalische Wirkkette bei der Messung mit WFS in dynamischen Situationen zu untersuchen, ist es unerlässlich, das Kraftübertragungsverhalten anhand der physikalischen Modellierung des Reifens zu verstehen. Im Gegensatz zu empirischen Reifenmodellen, wie das Magic-Formula-Modell¹⁸³, werden bei der physikalischen Reifenmodellierung keine auf Messergebnisse gefitteten Kennlinien verwendet, sondern angelehnt an die Arbeit von Schmeitz¹⁸⁴ das Enveloping-Verhalten und die dynamischen Modelle berücksichtigt. Der Fokus der Arbeit wird primär auf den Frequenzbereich bis 30 Hz gelegt. Darin enthalten sind die Eigenfrequenzen des Aufbaus (1 bis 2 Hz) und des Rades (10 bis 20 Hz). Weiterhin liegt die Frequenz der ABS-Regelung in der Regel bis zu 20 Hz^{185,186}, mit dem ersten Modus von Reifeneigenschwingung tritt erst ab ca. 40 Hz auf. Der sekundäre interessierende Frequenzbereich dieser Arbeit geht von 30 Hz bis 100 Hz. Ab 100 Hz hat der Reifengürtel eigene Schwingungsformen^{187a}, wo manche WFS mit Eigenfrequenzen unter 300 Hz schon einen Einfluss auf die Messergebnisse haben. Die In-Plane-Dynamik des Reifens bezieht sich auf Reifenschwingungen in der Radebene, die senkrecht zur Raddrehachse steht^{187b}. Nach der Fragestellung in der Einleitung wird zunächst die Modellierung des In-Plane-Verhaltens vom Reifen in Vertikaldynamik und für die Bremsversuche fokussiert.

2.5.1 Enveloping-Verhalten

Die Enveloping-Modelle beschreiben das quasi-statische Enveloping-Verhalten des Reifens beim Überrollen von Hindernissen mit niedriger Geschwindigkeit. Dieses Verhalten wird durch die elastischen Eigenschaften und die Geometrie des Reifens verursacht. Wie in Abbildung 35 dargestellt, stehen dafür zahlreiche Modelle zur Verfügung, wobei sie normalerweise strukturell mit Federn und Dämpfern aufgebaut sind und sich von der Straßenoberflächenwellenlänge und dem gültigen Frequenzbereich unterscheiden.

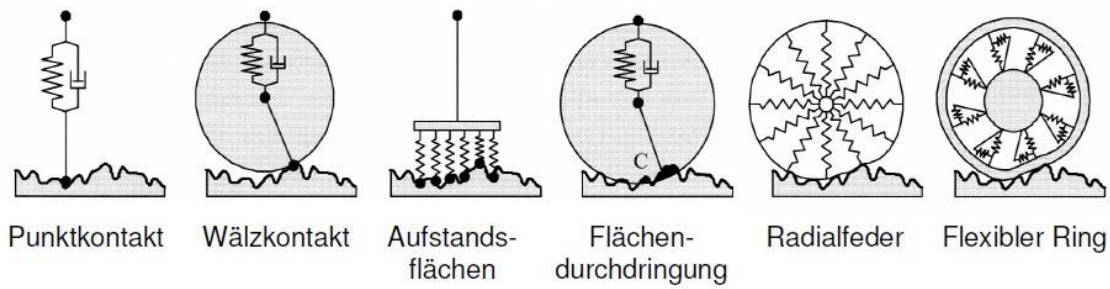
¹⁸³ Pacejka, H. B. et al.: The Magic Formula Tyre Model, 1992.

¹⁸⁴ Schmeitz, A. J.: A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre, 2004, S. 11ff.

¹⁸⁵ Stoffregen, J.: Motorradtechnik, 2012, S. 388.

¹⁸⁶ Siramdasu, Y.: Discrete Tire Model Application for Vehicle Dynamics Performance, 2015, S. 31.

¹⁸⁷ Zegelaar, P. W.: The dynamic response of tyres to brake torque variations and road, 1997, a: S. 195ff; b: S. 18; c: S. 77ff, d: S. 281, e: S. 42ff, f: S. 216, g: S. 207.


Abbildung 35: Enveloping-Modelle¹⁸⁸

Der Punktkontakt ist das einfachste und deshalb weit verwendete Modellierungskonzept. Mit vertikalem Feder und Dämpfer hat es nur eine gute Validität bei Wellenlängen über 3 m und einer Steigung kleiner als 5 %¹⁸⁹. Wird es mit einer starren Walze am Reifenkontaktpunkt erweitert, können kurze Wellenlängen herausgefiltert werden. Die Verformung des Reifens wird jedoch nicht berücksichtigt, was zu überschätzten Beschleunigungen in dynamischen Simulationen führt¹⁹⁰. Die Aufstandsflächenmodelle haben eine Reihe längsverteilter Federn und Dämpfer an der Reifenaufstandsfläche, um die Fahrbahnanregung einzuhüllen. Jedoch ist die Verformung des Reifens noch nicht realistisch¹⁹¹. Das Konzept mit Flächendurchdringung berechnet die Kontaktkraft proportional zur Schnittgröße eines nicht deformierten Reifenprofils und der Fahrbahn. Die Kraft wirkt vom Schwerpunkt der bedeckteren Fläche zum Radmittelpunkt, wobei im Hinblick auf kurze spitze Hindernisse dessen Genauigkeit beschränkt ist¹⁹². Die Radialfedermodelle haben radial verteilte Dämpfer und Federn mit linearen oder quadratischen Steifigkeiten. Die Kräfte an der Radachse ergeben sich aus einer Summierung der Kräfte von den Elementen. Zur besseren Modellierung auf kleinem Hindernis werden sie noch weiter mit inter-radialen Federn ergänzt¹⁹³. Der Flexible-Ring betrachtet den Reifengürtel als einen verformbaren Ring, der durch tangential und radial verteilte Feder und Dämpfer mit der Felge verbunden ist. Damit kann die Kraftverteilung an der Kontaktfläche besser nachgebildet werden, wobei das Konzept tatsächlich für dynamische Simulation in hohem Frequenzbereich geeignet erscheint¹⁹⁴. Die Modellvoraussage entspricht dem Versuchsergebnis gut in den drei Größen: Vertikal- und Längskraft, effektiver Rollradius^{187c}.

¹⁸⁸ Benz, R.: Fahrzeugsimulation zur Zuverlässigkeitsabsicherung von Kfz-Komponenten, 2008, S. 19.
nach Schmeitz, A. J.: A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre, 2004, S. 12.

¹⁸⁹ Kilner, J.: Pneumatic tire model for aircraft simulation, 1982, S. 851.

¹⁹⁰ Guo, K. et al.: A Model of Tire Enveloping Properties and Its Application on Modelling, 1998, S. 4.

¹⁹¹ Kisilowski, J. et al.: Modelling and simulating the braking process of automotive vehicle, 1986, S. 253.

¹⁹² Schmeitz, A. J.: A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre, 2004, S. 16.

¹⁹³ Badalamenti, J. M. et al.: Radial-Interradial Spring Tire Models, 1988, S. 70f.

¹⁹⁴ Gong, S.: A study of in-plane dynamics of tires, 1993.

2.5.2 Dynamische Reifenmodelle

Der frei schwingende Reifen unter Innendruck besitzt die Eigenschwingungen von unterschiedlichen Bewegungsformen. Die dynamischen Reifenmodelle dienen zur Simulation der Kraftübertragung von der Reifenaufstandsfläche zur Radachse mit mindestens einer Schwingungsform des rotierenden Reifens. Ihre typischen Anwendungen sind¹⁹⁵:

- Aktive Fahrwerkregelung
- Bremsverhalten auf unebener Fahrbahn
- Fahrkomfortbewertung auf scharfen und kleinen Hindernissen
- Fahrwerkschwingungsanalyse (z. B. Flattern des Lenksystems)

Punktkontakt

Punktkontaktmodell ist das einfachste Modell, die einen breiten Einsatz in der Simulation findet. Der Reifen wird normalerweise nur als eine und zwei Masse betrachtet.

Rigid-Ring

Da die Eigenfrequenzen von elastischen Modi des Reifengürtels ab ca. 60 Hz liegen, repräsentiert das Rigid-Ring-Konzept den Reifengürtel durch einen starren Ring mit Masse und Trägheitsmoment. Sein Gültigkeitsbereich liegt in Frequenzen bis ca. 60 Hz und Wellenlängen ab 0,2 m^{187d}, was für den zu untersuchenden Frequenzbereich dieser Arbeit interessant ist. Unter diesem Konzept stehen^{187e}:

- Der Felge gegenüber wird der Ring mit Federn und Dämpfern verbunden, die zur Verformung des Reifens beitragen und die Kräfte vom Reifenlatsch übertragen.
- Die Fahrbahnanregung erfolgt nach dem Enveloping-Verhalten des Reifens, gefiltert und liefert effektive Höhe und Neigung. Neben den oben genannten Enveloping-Modellen wurde auch ein Tandemwalze-Verfahren entwickelt^{196a}.
- Die dynamischen Reifenkräfte in Längs- und Vertikalrichtungen werden durch einen Punktkontakt mit Kontaktsteifigkeiten angenähert.
- Die quasi-statischen Kräfte und Momente an der Reifenaufstandsfläche werden durch das Magic-Formula-Modell oder das Bürstenmodell berechnet.

¹⁹⁵ van Oosten, J. et al.: SWIFT-Tyre: An accurate tyre model for ride and handling studies, 2000.

¹⁹⁶ Schmeitz, A. J.: A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Tyre, 2004, a: S. 111ff; b: S. 24.

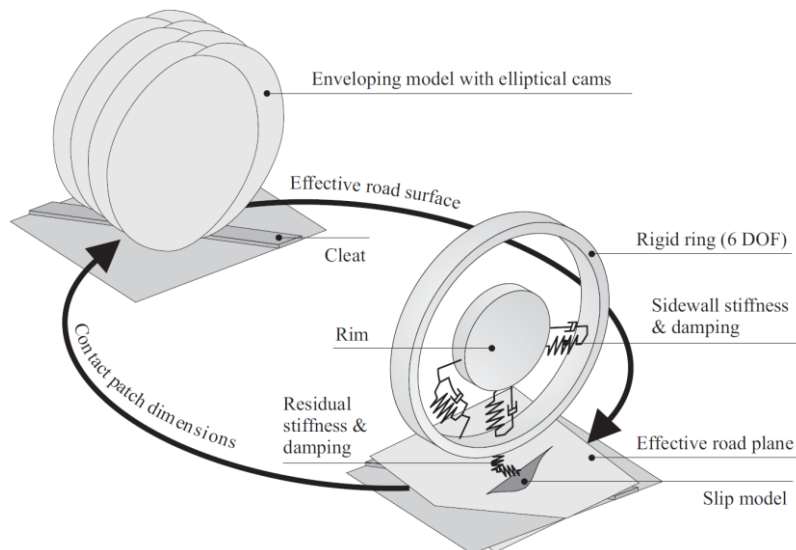


Abbildung 36: Schematische Darstellung eines gesamten dynamischen Reifenmodells bestehend aus Rigid-Ring und Enveloping-Modellen^{196b}

Die Nichtlinearitäten des Modells werden, wie in Abbildung 37 dargestellt, aufgelistet:

- Die nichtlinearen Schlupfeigenschaften und die Relaxationslänge der Kontaktfläche
- Die Radlastabhängigkeit des Reifens und des effektiven Rollradius
- Die leichte Erhöhung des Reifenradius aufgrund der Zentrifugalkraft¹⁹⁷
- Die horizontale Verschiebung des Reifenaufstandspunktes durch die Horizontalkräfte
- Die trockene Reibung in der Scheibenbremse

Diese Einflussfaktoren können als betriebszustandsabhängige Parameter empirisch in die erweiterte Modellierung vom nichtlinearen Rigid-Ring-Modell einfließen^{187f}.

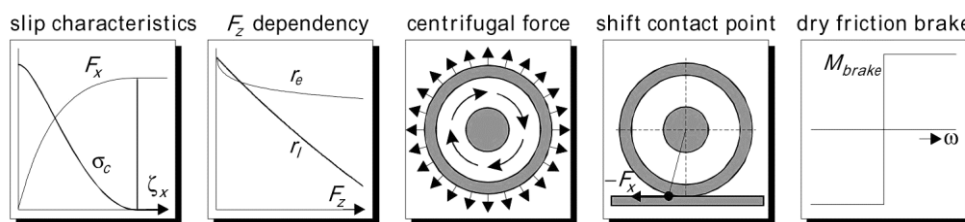


Abbildung 37: Die Nichtlinearitäten des Simulationsmodells vom Reifen-Rad-System^{187g}

Mehrkörpermodell

Wenn der Reifengürtel mit diskreten Massenknoten repräsentiert wird, handelt es sich um ein Mehrkörperreifenmodell. Die kreisförmig verteilten Massenknoten werden durch Feder- und Dämpferelemente mit der Starrfelge verbunden. Außerdem sind sie mit benachbarten Knoten beispielsweise durch translatorische und rotatorische Federn gekoppelt¹⁹⁸.

¹⁹⁷ Tsujiuchi, N. et al.: Prediction of spindle force, 2009, S. 2ff.

¹⁹⁸ Eichler, M.: A Ride Comfort Tyre Model, 2007, S. 114f.

Dadurch können neben Starrkörperbewegungen auch Verformung des Reifengürtels mit Frequenzen höher als ca. 60 Hz untersucht werden, z. B. zur Forschung von stationärer Welle¹⁹⁹. Kommerzielle Modelle wie FTire (Flexible Ring Tire Model) und RMOD-K (Reifenmodell für Komfortuntersuchungen) stehen für die Reifenmodellierung in hohem Frequenzbereich zur Verfügung.

FTire hat 80 bis 200 Gürtелеlemente mit mehr als 4 Freiheitsgraden, die in radialer, tangentialer und lateraler Richtung durch nichtlineare Feder-, Dämpfungs- und Reibungselementen verbunden werden. Somit werden die Translations-, Rotations- sowie Biegebewegungen des Reifens abgebildet. Mit jedem Element sind 10 bis 100 Profilblöcke in Verbindung gebracht, wobei die Schlupfeigenschaft berechnet wird²⁰⁰. Das RMOD-K verfügt über einige Modellierungskonzepte. Wenn die Fahrbahn keine kurzwelligen Anteile hat, wird der Reifen als ein starrer Körper modelliert. Im Fall kurzwelliger Fahrbahnanregung wird dagegen der Gürtel als verformbare dynamische Mehrkörperstruktur aufgebaut²⁰¹.

Im Vergleich zum Rigid-Ring ist beim Mehrkörpermodell die Rechenzeit deutlich größer, zudem ist seine Parameteridentifikation deutlich aufwändiger.

FEM-Modell

FEM (Finite-Element-Modellierung) ist ein anderer Ansatz zur Reifenmodellierung, womit die Konstruktionsstruktur und die Eigenschaften der Werkstoffe detailliert beschrieben werden. Wegen des hohen Berechnungsaufwands ist es für die fahrdynamischen Simulationen als nicht geeignet bewertet worden. Der Vorteil beim FEM-Modell ist, dass die Reifensimulationen für ein tiefgehendes Verständnis über den Reifen schon vor der Herstellung durchgeführt und die einfacheren Reifenmodelle mit den Ergebnissen parametrisiert werden können²⁰².

Vergleich

Die oben genannten dynamischen Modelle werden wie in Tabelle 2.2 zusammengefasst. Die zu vergleichenden Aspekte sind die Richtungen der Schwingungen, die Berücksichtigung der Reifengeometrie, der Gürtelmasse, der Reifenverformung und ihre Gültigkeitsbereiche im Frequenzraum und in der Wellenlänge der Fahrbahn. Je nach den Anwendungen wird das passende Modell für die Untersuchung ausgewählt.

¹⁹⁹ Chatterjee, A. et al.: On Contact-Induced Standing Waves in Rotating Tires, 1999, S. 1057ff.

²⁰⁰ Gipser, M.: FTire – the tire simulation model for all applications, 2007, S. 142ff.

²⁰¹ Gallrein, A. et al.: Parameter identification for LMS CDTire, 2005, S. 447ff.

²⁰² Schmeitz, A. J.: A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre, 2004, S. 20f.

Tabelle 2.2: Vergleich der dynamischen Reifenmodelle

| | Richtungen | | | Berücksichtigung | | | | |
|--------------|---------------|----------|--------------|------------------|-------------|------------------|-----------------|-----------------------------|
| | Vertikalkraft | In-Plane | Out-of-Plane | Reifengeometrie | Gürtelmasse | Reifenverformung | Frequenzbereich | Wellenlänge |
| Punktkontakt | ● | - | - | - | ○ | - | keine Angabe | >3 m |
| Rigid-Ring | ● | ○ | ○ | ● | ● | ○ ²⁰³ | < 60 Hz | ○ ²⁰⁴ |
| Mehrkörper | ● | ● | ○ | ● | ● | ● | < 150 Hz | 5 cm (15 cm) ²⁰⁵ |
| FEM | ● | ● | ● | ● | ● | ● | > 150 Hz | klein |

●: erfüllt ○: bedingt

2.5.3 Parameteridentifikation

Die Genauigkeit der Reifenmodellierung hängt nicht nur von der Modellkonstruktion, sondern auch von ihren Parametern und der entsprechenden Validierungsmethodik ab. Für die Erwerbung des optimalen Parametersatzes werden spezielle Versuche auf Prüfständen ausgeführt. Darunter stehen statische Messungen (Masse, Trägheitsmoment, Vertikal- und Längssteifigkeit und Kontaktgeometrie), stationäre Messungen (reiner Längs- oder Querschlupf und Rollwiderstand) und dynamische Messungen (Modalanalyse, Schlagleistenversuche, dynamisches Bremsen, dynamische Kurvenfahrt) bei verschiedenen Lasten oder Geschwindigkeiten. Für die Validierung der Modelle werden die Versuche entsprechend auch virtuell durchgeführt, um die optimalen Parameter festzulegen. Dafür ist ein systematischer Validierungsprozess basierend auf dem Verständnis der Modelle notwendig, um die Komplexität der Parameteroptimierung herunterzubreaken^{206a,207}.

²⁰³ Reifenverformung kann im Rigid Ring nicht simuliert werden. Durch die Eingangsgröße vom Enveloping-Modell ist sie mitberücksichtigt.

²⁰⁴ Es hängt vom verwendeten Enveloping-Modell ab.

²⁰⁵ längs (quer)

²⁰⁶ Zegelaar, P. W.: The dynamic response of tyres to brake torque variations and road, 1997, a: S. 175ff; b: S. 210, c: 177ff; d: S. 180.

²⁰⁷ Gallrein, A. et al.: Parameter identification for LMS CDTire, 2005, S. 447.

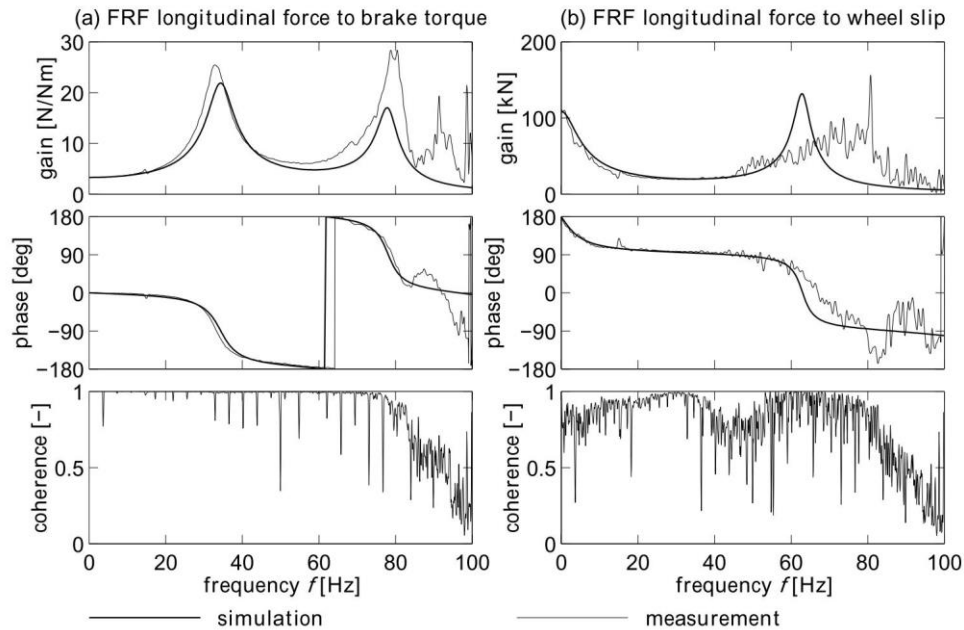


Abbildung 38: Die gemessenen und simulierten Übertragungsfunktionen bei Bremsdruckschwankungen^{206b}

Wie Abbildung 38 zeigt, haben bestimmte Übertragungsfunktionen im Frequenzbereich für die Parametrierung in dynamischen Messungen bis 80 Hz eine entscheidende Bedeutung. Um die Abweichung zwischen theoretischer Berechnung und Messergebnissen zu minimieren, werden die Parameter wie Federn und Dämpfungen mit einem indirekten Ansatz durch Eigenfrequenz, Überhöhung und Phasen geschätzt oder korrigiert^{206c}.

Unter diesen Umständen ist es ersichtlich, welche wichtige Rolle die Messungen auf realen und virtuellen Prüfständen spielen. Zegelaar hat erwähnt, dass die ermittelte Reifensteifigkeit durch die Messung des WFS gegen die Betriebsbedingungen sehr sensitiv ist^{206d}. Dabei wurde wiederum angenommen, dass die verwendeten WFS ideale Messergebnisse liefern. Eine Unklarheit besteht darin, ob das dynamische Messverhalten der Raddynamikmesstechnik auch eine Rolle spielt und Messfehler dadurch entstehen.

2.6 Anwendungsgrenzen der Raddynamikmesstechnik

Mithilfe der Raddynamikmesstechnik wird von vielen Messtechnikhersteller^{208,209,210} die Möglichkeit angeboten, eine umfangreiche objektive Auswertung von Fahrdynamik und –regelung durchzuführen. Wegen fehlender Referenzen werden die Messergebnisse in

²⁰⁸ Huber, B. et al.: How to use objective measurement data for Vehicle Dynamics Testing, 2009.

²⁰⁹ Weiblen, W. et al.: Innovations in Piezoelectric Wheel Dynamometer Technology, 2002, S. 8f.

²¹⁰ A&D Europe GmbH: VMS (Vehicle Measurement System), 2016, Zugriff am 11.03.2016.

den meisten Fällen von den Herstellern nur qualitativ dargestellt, wie z. B. durch Radlaständerungen und die Aufbau- und Radbewegungen bei Brems- oder bei Slalom-Versuchen. Das Problem besteht darin, dass die Messtechnikhersteller normalerweise über keinen tiefgehenden Überblick über die Forschungs- oder Entwicklungsthemen verfügen. Es ist nicht realistisch für sie, alle komplexen Anforderungen der Nutzer kennen zu können oder zu dürfen. Demgegenüber fokussieren die Nutzer häufig auf die Anwendungen selbst. Die Messwerte der Raddynamikmesstechnik werden zumeist als ideal angenommen und weiterverwendet. Aufgrund der komplexen Forschungs- und Entwicklungsthemen sowie beschränkter Projektzeit wird zumeist keine detaillierte Betrachtung der Raddynamikmesstechnik durchgeführt. Eine tiefgehende Untersuchung ihrer Anwendungsgrenzen und eine Modellierung der Raddynamikmesstechnik ist in der Literatur kaum zu finden oder ist nur vereinfacht betrachtet. Eine Lücke zwischen Versuchen und Simulationen existiert damit.

2.6.1 Einfluss von eingebauten Sensoren am Rad auf die Fahrdynamikeigenschaften des Versuchsfahrzeugs

Die Masse der Raddynamikmesstechnik beeinflusst die reifengefederte Masse des Fahrzeugs, wodurch sich die fahrdynamischen Eigenschaften des Versuchsfahrzeugs verändern und somit auch die Messung von Kräften und Momenten verändert. Durch den Einbau der Messgeräte wird das Trägheitsmoment des Rades in der Regel vergrößert. Deswegen ergeben sich die Fragen bei verschiedenen Anwendungen:

- Wann gibt es einen statistisch nachweisbaren Einfluss?
- Wie groß kann der Einfluss auf welche Fahrdynamikeigenschaften sein und ist er vernachlässigbar?

Für diese Messaufgaben wird im Rahmen einer, vom Verfasser dieser Dissertation initiierten und betreuten studentischen Arbeit²¹¹, dieser Einfluss untersucht.

Vertikaldynamik

Die Zunahme der reifengefederten Masse und ihr Einfluss auf die Vertikaldynamik ist immer ein wichtiges Thema für Fahrdynamik. In den Untersuchungen über Radnabenmotor ist der Einfluss durch eine Reihe von subjektiven Bewertungskriterien analysiert²¹². Im Vergleich zum Originalfahrzeug, sind folgende Änderungen zu erwarten:

- Verschiebung der Radresonanzfrequenz
- Erhöhung der dynamischen Radlastschwankung im Radresonanzbereich
- Erhöhung der maximalen Aufbaubeschleunigung

²¹¹ Betreute Masterthesis: Jin, Y.: Untersuchung des Einflusses von Messgeräten am Rad, 2016.

²¹² Anderson, M. et al.: Unsprung Mass with In-Wheel Motors, 2010.

Herrmann hat in seiner Arbeit festgestellt, dass eine 10 % Erhöhung der reifengefederten Masse durch WFS mit Leichtbaukonstruktion zu deutlich erhöhter Radlastschwankungen und höherer Vertikalbeschleunigung im Zeit- und Frequenzbereich an der Nabe führt^{213,214}. You hat in der Untersuchung für Betriebsfestigkeit darauf hingewiesen, dass der Einfluss der zusätzlichen Masse durch Einbau von Raddynamikmesstechnik sehr fahrzeug- und standortabhängig ist²¹⁵. Ohne Modellierung des Messsystems wäre es schwierig, zu einer Schlussfolgerung zu kommen.

Um die fahrdynamischen Eigenschaftsveränderungen zu analysieren, werden Versuche am Versuchsfahrzeug mit und ohne Raddynamikmesstechnik durchgeführt (Abbildung 39).



Abbildung 39: Das Versuchsfahrzeug; links: original, rechts: mit Raddynamikmesstechnik (VA: WFS+WPS+LGS, HA: WFS)

Die Änderung der reifengefederten Masse durch Raddynamikmesstechnik ist in Tabelle 2.2 zu sehen. Das Vorderrad mit komplettem Messsystem und der Adaption ohne spezielle Optimierung im Leichtbau führt zu einer 57 %-Erhöhung der Masse.

Tabelle 2.3: Massen von der Raddynamikmesstechnik der Arbeit an einem Kompaktfahrzeug

| Messtechnik | Masse in kg | Zusätzliche reifengefederte Masse in kg | Zusätzliche reifengefederte Masse in % |
|-------------|-------------|---|--|
| WFS | 3,9 | Sensor: 3,9; Gesamt: 6,5 ²¹⁶ | Sensor: 22; Gesamt: 37 |
| WPS | 3,4 | ca. 1,2 ²¹⁷ | 7 |
| LGS | 2,3 | 2,3 | 13 |
| Summe | 11,6 | 10 | 57 |

²¹³ Herrmann, M. et al.: An Evaluation of the Mechanical Properties of Wheel Force Sensors, 2005, S. 7f.

²¹⁴ Herrmann, M. et al.: The Mechanical Properties of Wheel Force Sensors, 2006.

²¹⁵ You, S. S.: Effect of Added Mass of Spindle Wheel Force Transducer, 2012.

²¹⁶ inkl. eigene Adaption ohne spezielle Optimierung im Leichtbau, Originalrad mit dem neuen Reifen (205/55 R16) wiegt 17,5 kg.

²¹⁷ nach Angabe des Herstellers

Zum Vergleich des Schwingungsverhaltens des Versuchsfahrzeugs werden die in den Frequenzbereich transformierten vertikalen Radträger- und Aufbaubeschleunigungen in Oktavbänder zerlegt²¹⁸. Die Auswahl der Mittenfrequenzen wird zu sechs Oktaven von 1 bis 32 Hz festgestellt. Für die Bestimmung der Effektivwerte der jeweiligen Mittenfrequenzen wird das Leistungsdichtespektrum im Frequenzbereich interpoliert und in den einzelnen Oktaven ermittelt. In Abbildung 40 ist zu erkennen, dass die Messtechnik eine deutliche Erhöhung der Leistungen in beiden Signalen mit stochastischer Fahrbahnanregung erzeugt. Tendenziell ist auch eine Verschiebung der Resonanzfrequenz des Rades zu identifizieren.

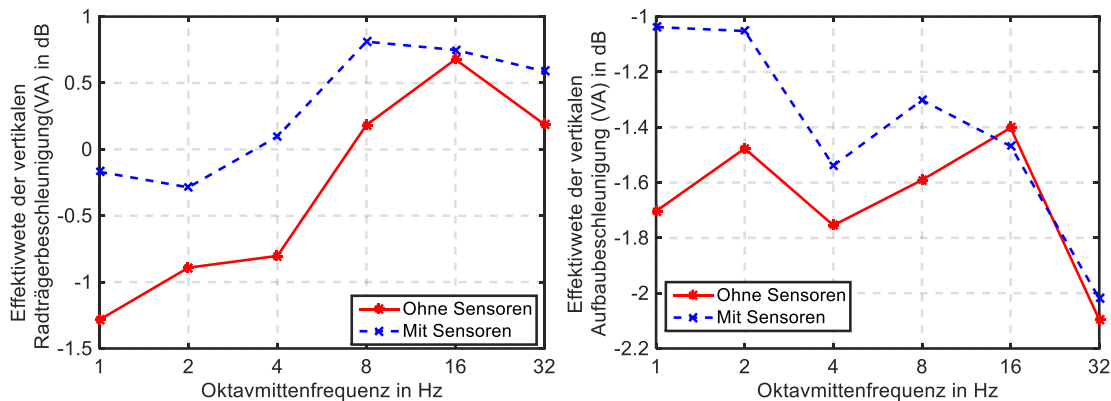


Abbildung 40: Effektivwerte der Vertikalbeschleunigung am Radträger und am Aufbau (Domlager) des rechten Vorderrades, gemessen bei einer konstanten Geschwindigkeit von 80 km/h auf der Landebahn des August-Euler-Flugplatzes

Horizontaldynamik

Wegen der Wechselwirkung zwischen der Vertikaldynamik und der Horizontaldynamik sind Einflüsse der Messtechnik auf den Bremsversuch zu erwarten.

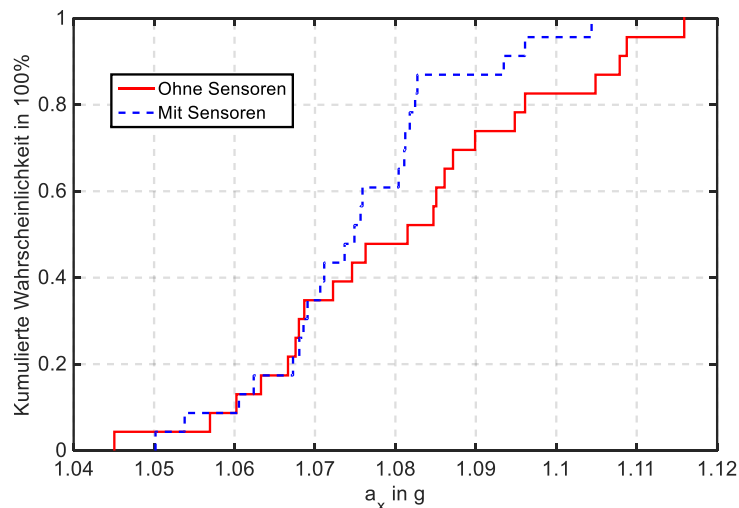


Abbildung 41: Kumulative Wahrscheinlichkeitsverteilung der mittleren Längsbeschleunigung²¹⁹

²¹⁸ Claus, S.: Methode zur Potenzialbewertung zukünftiger semiaktiver Fahrwerkregelungen, 2011, S. 35f.

²¹⁹ nach Jin, Y.: Untersuchung des Einflusses von Messgeräten am Rad, 2016, S. 75.

Die Ergebnisse der auf die zurückgelegte Strecke bezogenen mittleren Längsverzögerung bei 46 Vollbremsungen von 90 km/h auf 5 km/h auf der gleichen Strecke wie im vorherigen Abschnitt werden in Abbildung 41 dargestellt. Eine durchschnittliche 0,6 prozentige Verkleinerung der Bremsverzögerung mit der Raddynamikmesstechnik wird gezeigt. Als Hauptursache dafür ist die erhöhte Radlastschwankung während des Bremsvorgangs und eine daraus folgende mögliche Störung auf die ABS-Reglung anzunehmen.

Aus diesen Ergebnissen lässt sich kurz zusammenfassen, dass die eingebaute Messtechnik die fahrdynamischen Eigenschaften des Versuchsfahrzeugs beeinflusst. Es ist in diesem Sinne notwendig, die Raddynamikmesstechnik in der Fahrdynamikmodellierung zu betrachten und darauf basierend die Validierung durchzuführen. Erst mit einer klaren Korrelation zwischen den Versuchen mit und ohne Raddynamikmesstechnik kann eine Schätzung der Fahrdynamikeigenschaften des Originalfahrzeugs in der Simulation getroffen werden.

2.6.2 Dynamisches Messverhalten des WFS

Aus der Literaturrecherche ist ersichtlich, dass das dynamische Messverhalten des WFS in den meisten Fällen nicht betrachtet wird. Die Messwerte des WFS in statischen und transienten Situationen werden zwar für die fahrdynamische Modellierung und Validierung sowie die Entwicklung des Fahrdynamikregelungssystems herangezogen, die Genauigkeit der Messung des WFS in Fahrversuchen wird jedoch erstaunlicherweise nicht tiefgehend mit Referenzmessungen untersucht. Trotz der ständigen Optimierung der Messtechnik bleibt noch unklar, welche systembedingten Fehler dieses Konzeptes in dynamischen Messungen entstehen können und wo ihr Gültigkeitsbereich liegt.

Weiblen hat in der Veröffentlichung erwähnt, dass Messungen mit sehr hoher Reproduzierbarkeit in manchen Fahrversuchen wegen der zahlreichen stark zeit- und umgebungsvariablen Einflussfaktoren gar nicht möglich ist. Deshalb ist es aus technischer Sicht bei einigen Anwendungen nicht sinnvoll, einen hochgenauen WFS einzusetzen. Das heißt aber nicht, dass systematische Messfehler wegen des dynamischen Messverhaltens vernachlässigt werden dürfen. Darüber hinaus hat er den Modulationsfehler diskutiert, wobei dieser Fehler nicht vom Messkonzept abhängig ist und durch die Entwicklung verbessert wurde²²⁰.

Nach Meinung des Autors können die Modellparametrierung – und Validierung mit WFS ohne Betrachtung dieses dynamischen Messverhaltens Fehler beinhalten. Die Abweichungen in der Kraftmessung werden zwar in einer Literaturquelle aus der Komplexität des Fahrwerks geschlossen, ein aussagekräftiger Nachweis dafür ist jedoch nicht zu finden²²¹. Von einigen Forschern wird die Existenz einer zusätzlichen vertikalen Kraft, die

²²⁰ Weiblen, W. et al.: Dynamic Wheel Load Measurements on Real Road Surfaces, 2001, S. 2ff.

²²¹ Fu, W. et al.: Dynamic Simulation Analysis of Pothole Event, 2016, S. 2ff.

für die Beschleunigung eines Teils der Radmasse benötigt wird, erwähnt^{222,223}. Evers²²⁴ hat auch darauf hingewiesen, dass die Wechselwirkung zwischen den Vibrationssystemen einschließlich dem WFS (Abbildung 42), der anteiligen Reifenmasse und dem Fahrwerk berücksichtigt werden muss. Im Frequenzbereich ab ca. 10 Hz wird die Grenze der Radlastmessung gesetzt. Van Zanten²²⁵ schlägt vor, die Trägheitskraft und das Trägheitsmoment für die Berechnung der Werte am Radaufstandspunkt durch entsprechende Beschleunigungen zu kompensieren. Er hat jedoch darauf hingewiesen, dass das System nicht immer exakt als Starrkörper zu betrachten ist. Die Modellierung, die das Reifen- und Raddynamikmesstechnikmodell enthält, muss zuerst vor den Fahrdynamiksimulationen verstanden werden²²⁶.

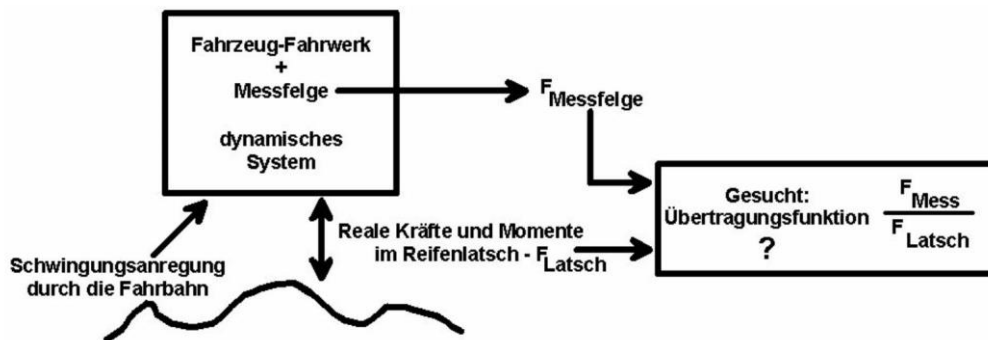


Abbildung 42: Gesuchte Kraftübertragung zwischen WFS und Radaufstandspunkt²²⁴

Eine klare Aussage über die von Niemz und Reul am Anfang der Arbeit vorgestellte Übertragungsfunktion mit experimentellem Nachweis fehlt noch. Solange es eine ungenaue Interpretation der Raddynamikmesstechnik gibt, ist es schwierig, die Lücke zwischen Messung in Versuchen und Theorie in Simulationen zu schließen.

2.6.3 Nullabgleich und Koordinatensystem

Auf die Signifikanz des Koordinatensystems für WFS ist in vorherigen Abschnitten mehrmals hingewiesen worden, wobei der Nullabgleichvorgang für dessen Initialisierung und die Abstützungseinheit für dessen Änderung während der Messfahrten verantwortlich sind.

²²² Haken, K. L.: Konzeption und Anwendung eines Messfahrzeugs, 1993, S. 127.

²²³ Whittemore, A. P.: Measurement and prediction of dynamic pavement loading, 1969, S. 2.

²²⁴ Evers, W. et al.: Radkraft-Dynamometer als Entwicklungswerkzeug, 2002, S. 15ff.

²²⁵ van Zanten, A. et al.: Measurement and Simulation of Transient Tire Forces, 1989, S. 4.

²²⁶ Schudt, J. A. et al.: Supplementation of Measured Vehicle Road Loads, 2005, S. 2.

Nullabgleich

Die erste Voraussetzung für den Nullabgleich ist, dass die auf das rotierende Rad aufgetragenen Kräfte und Momente unverändert bleiben. Zum Zweiten müssen diese stabilen Werte in einem bekannten Koordinatensystem stehen. Wenn der Nullabgleichverlauf mit dieser grundlegenden Annahme nicht übereinstimmen, entstehen dadurch korrespondierende Messfehler.

Es ist bekannt, dass ein statischer Versatz in der Radlastmessung wegen der Gewichtsdivergenz zwischen Radmitte und der zu untersuchenden Messstelle existiert²²⁷. Diese Abweichung ist jedoch stabil und einfach zu kompensieren.

Der Nullabgleich für alle Signale erfolgt statisch mit angehobenem Rad oder dynamisch beim Fahren mit langsamer Geschwindigkeit auf einer ebenen Fahrbahn. Bei der Bestimmung des Raddrehwinkels $\theta_{w,M}$ für die Transformation auf das WFS-Koordinatensystem muss die Abhängigkeit zwischen dem Raddrehwinkel und dem Cosinus- und Sinusanteil der Kräfte des sensorfesten Koordinatensystems identifiziert werden.

Das Problem beim statischen Vorgang besteht zunächst einmal darin, wenn die Horizontalebene des Fahrzeugaufbaus vom idealen Zustand abweicht^{228a}, eine nähere Untersuchung dieses Themas ist dem Autor nicht bekannt. Wenn dieser relativ zeitaufwändige Prozess kontinuierlich durchgeführt wird, können die vom Bediener zur Raddrehung am Rad eingeleitete Kräfte und Momente zu Messfehlern führen. Für die Minimierung dieses Effektes sind entweder mehrere Radumdrehungen erforderlich, oder die Aufzeichnung muss im Stillstand mit verschiedenen Raddrehwinkeln erfolgen.

Im Gegensatz dazu ist es schwierig, beim dynamischen Vorgang aufgrund der Fahrbahnunebenheit, der Änderung der Fahrbahnneigung und des verbliebenen Restwinkels des Rades, konstante Messwerte zu erfassen. Stochastische Störungen werden von der Datenauswertung unterdrückt^{228b}. Darüber hinaus hat die verbleibende Längskraft als systematische Fehler auf Grund des Rollwiderstands, der Restbremsmomente, der Antriebsmomente, der Radlagerreibung, der Sensormodulation und sogar der Sturz- und Spureinstellung einen Einfluss auf den Winkelfehler. Es ist auch unbekannt, wie groß der Einfluss der Fahrbahnunebenheit ist, und ferner, mit welcher Geschwindigkeit und wie lange der Abgleich optimal durchzuführen ist.

Koordinatensystem

Um ein möglichst genaues Fahrdynamikmodell zu erstellen, müssen die Messwerte des WFS in das richtige Koordinatensystem transformiert werden (Abbildung 43). Nur so lassen weitere Größen wie Schräglaufwinkel, Radlenkwinkel und Sturz direkt durch WPS und LGS bestimmen. Ohne diese Informationen kann das validierte Modell außerhalb der stationären Situationen oder des Linearbereiches schnell an seine Grenze stoßen. Eine

²²⁷ Weiblen, W. et al.: Dynamic Wheel Load Measurements on Real Road Surfaces, 2001, S. 6f.

²²⁸ Lin, G. et al.: An Initial Value Calibration Method for the WFT, 2013, a: S. 2; b: S. 5f.

von den Messdaten abhängige fest vorgegebene Korrektur mit einer Look-up Table²²⁹ kann die Probleme nur sehr aufwändig und mit beschränkter Genauigkeit lösen. Mit dieser Methodik hat Lugaro²³⁰ das Rückstellmoment von einem Reifenmodell bei niedriger Geschwindigkeit validiert, jedoch sind hier die Messfehler noch unbekannt.

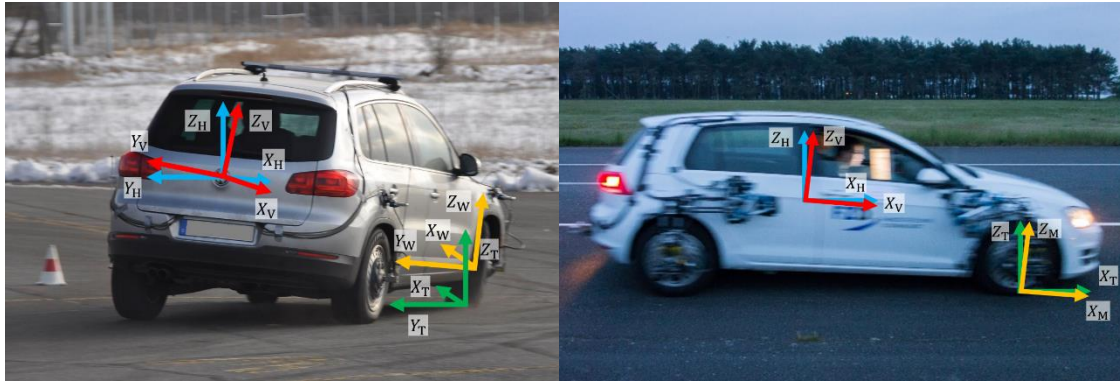


Abbildung 43: Koordinatensysteme in Fahrversuchen; links: Kurvenfahrt; rechts: Bremsung

In Kapitel 2.4 sind die verschiedenen Konzepte der Abstützungseinheit für das Koordinatensystem diskutiert. Eine strukturierte Analyse der Anwendungsgrenzen der Konzepte und deren Modellierung wurde nicht gefunden. Weiterhin ist die Untersuchung der Änderung des Koordinatensystems durch die Schwingung der Abstützungseinheit dem Verfasser dieser Arbeit nicht bekannt.

2.6.4 Unwuchten und Reifenungleichförmigkeit

In Fahrversuchen mit dem WFS werden unerwünschte Effekte wegen der Unvollkommenheiten am rollenden Rad trotz der Annahme einer idealen Messtechnik mitgemessen. Von der aus Unwuchten und Ungleichförmigkeit des Reifens entstandene Kraftschwankungen bei der Raddrehfrequenz wurden berichtet²³¹. Diese raddrehwinkelabhängigen Kraftschwankungen sind zwar kein Messfehler, können jedoch bestimmte Messaufgaben stören. Darüber hinaus ist es schwieriger, das Rad perfekt auszuwuchten, da der benötigte Austausch des Auswuchtadapters gegen den WFS kleine Änderung mit sich bringen kann²³². Nur wenn der WFS an der Unwuchtmaschine adaptierbar ist, kann der gewöhnliche Unwuchtausgleichsprozess durchgeführt werden. Hiermit ist beispielsweise die Unwuchtkraft in Längsrichtung F_{xU} wie in Gleichung (2.2) raddrehwinkelabhängig und im Betrag proportional zu der Unwuchtmasse m_U , dem Radius der Unwucht r_U und dem Quadrat der Raddrehgeschwindigkeit ω_w zu ermitteln.

$$F_{xU} = m_U r_U \omega_w^2 \sin(\omega_w t + \theta_U) \quad (2.2)$$

²²⁹ Schmitt, J.: System und Verfahren zur Überwachung des Fahrverhaltens eines Kfzs, 2002, S. 3.

²³⁰ Lugaro, C. et al.: Development of a Parameter Identification Method for MF-Tyre, 2016, S. 9.

²³¹ Whittemore, A. P.: Measurement and prediction of dynamic pavement loading, 1969, S. 3.

²³² Kistler Group: Betriebsanleitung, RoaDyn® P625, RoaDyn® P650, 2012, S. 71.

Die Reifenungleichförmigkeiten können neben Unwuchten Kraftschwankungen in Längs-, Quer- und Radialrichtungen auslösen. Zwischen der Felge und dem Laufband des Reifens sitzen Elementarfedern und -dämpfer sowie Latschmassen, die die Eigenschaften des Reifens charakterisieren. Solange diese Effekte gleichmäßig sind, bleibt die Radialkraft des abrollenden Rades auf einer idealen Fahrbahn davon unbeeinflusst. Es ist jedoch nicht immer der Fall. Deshalb entsteht eine Radialkraftschwankung auf Grund der Reifenungleichförmigkeit der Rad-Reifen-Einheiten²³³.

Abbildung 44 zeigt einen Vergleich der gemessenen Längskräfte bei Ausrollversuchen mit einem alten und einem neuen Reifen des gleichen Versuchsfahrzeugs dar. Der alte Reifen ohne Kontrolle der Unwucht vor den Versuchen weist eine ungleichmäßige Abnutzung auf. Im Gegensatz dazu wird die Unwucht des Rades beim neuen Reifen nach der Reifenmontage kontrolliert. Oben links ist ersichtlich, dass die gemessene Längskraftschwankung des alten Reifens bei der gleichen Frequenz der Raddrehung dominierend ist. Neben der Längskraftschwankung in der ersten Ordnung existiert noch gelegentlich eine Längskraftschwankung bei ca. 15 Hz, die auf die Fahrbahnunebenheiten und die Radeigenfrequenz zurückführbar sein kann. Wie oben rechts dargestellt, besteht nach der Unwuchtkontrolle jedoch nur noch eine geringe Längskraftschwankung in der ersten Ordnung. Die Kraftschwankung bei der Radeigenfrequenz verändert sich hingegen kaum, da die Versuche beim gleichen Versuchsfahrzeug durchgeführt worden sind. Werden die Amplituden der Radlastschwankungen bei beiden Versuchen in der ersten Ordnung genauer betrachtet, lässt sich erkennen, dass der Betrag der Längskraftschwankung beim alten Reifen etwa linear mit dem Quadrat der Raddrehfrequenz steigt. Dieses lineare Verhältnis impliziert den Einfluss der Unwucht, wobei die Parameter für die Berechnung der Unwuchtkraft durch die Messergebnisse identifiziert werden können. Zudem kann der verbleibende Anteil der Längskraftschwankung durch die Reifenungleichförmigkeit oder durch Fehler im Nullabgleich geklärt werden.

²³³ Leue, K.: Der Reifen: Komfort, 2005, S. 65.

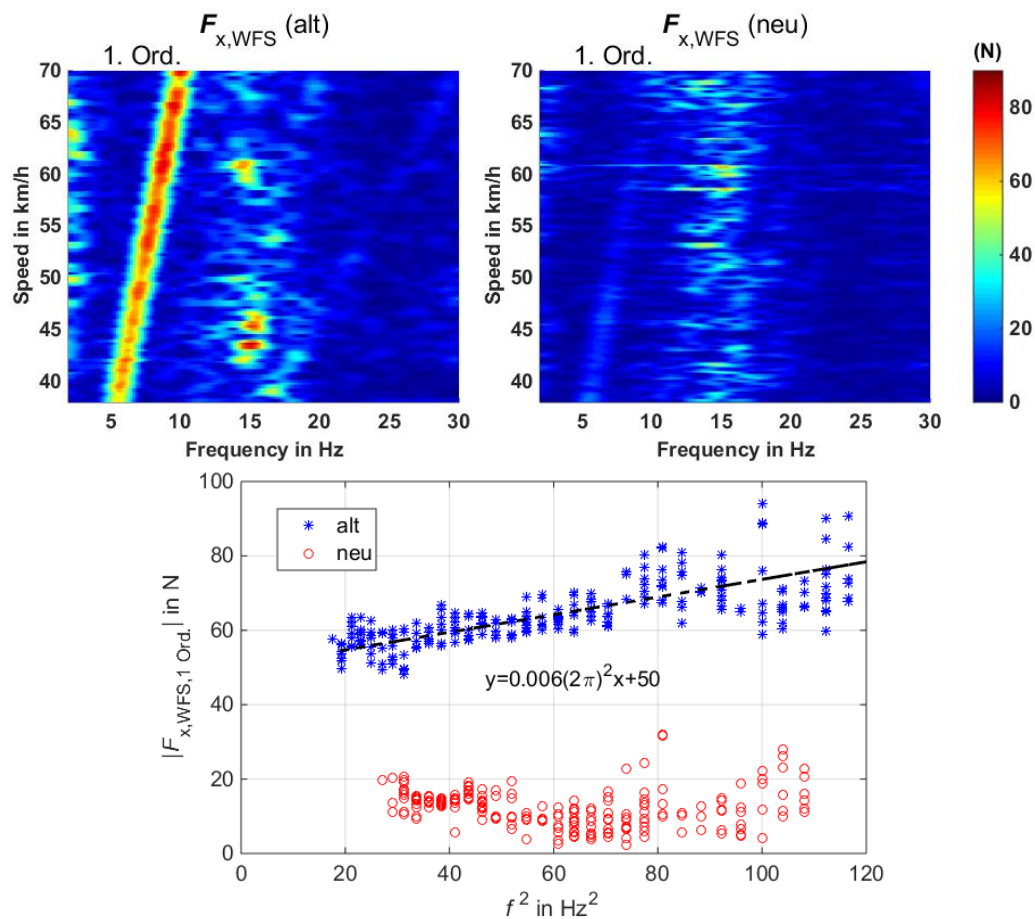


Abbildung 44: Unwuchten und Reifenungleichförmigkeit, Spektrogramm der gemessenen Längskräfte des rechten Vorderrads; oben links: mit alten Reifen, Messung 2013051510137, oben rechts: mit neuen Reifen, Messung 201705140090, unten: Längskräfte der ersten Ordnung

2.6.5 Messung der μ -Schlupf-Kurve beim Bremsen

Generell wird die μ -Schlupf-Kurve mit den Gleichungen (2.3) und (2.4) statisch erfasst²³⁴. Auf dem Reifenprüfstand sind dabei in der Regel gute Ergebnisse zu erwarten²³⁵. Nach dieser Definition werden idealerweise in Fahrversuchen im Vergleich zu Gleichungen (1.1) und (1.2) die rechnerische Reifenumfangsgeschwindigkeit $v_{xr,W}$, die Radmittengeschwindigkeit $v_{x,W}$ über Grund und die Radkräfte $F_{x,T}$ und $F_{z,T}$ am Radaufstandspunkt genommen. In der Realität ist der Bremsvorgang in Fahrversuchen jedoch eine dynamische Situation. Messungen basierend auf dieser Definition können damit bei allen verwendeten Signalen Fehler auftreten. Die Diskussion wird hier auf die In-Plane-Dynamik des Reifens beschränkt.

$$S_{x,W} = 1 - \frac{v_{xr,W}}{v_{x,W}} = 1 - \frac{\omega_w \cdot r_w^0}{v_{x,W}} \quad (2.3)$$

²³⁴ Mitschke, M. et al.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 2014, S. 23.

²³⁵ Gnadler, R. et al.: Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen, 1995.

$$\mu = \frac{F_{x,T}}{F_{z,T}} \quad (2.4)$$

Radmittengeschwindigkeit über Grund $v_{x,W}$

Schwarz²³⁶ hat in seiner Arbeit angedeutet, dass die Längselastizität des Fahrwerks zu einer Abweichung in den Geschwindigkeiten zwischen der Radmitte und dem Fahrzeugaufbau führt. Diese relative Geschwindigkeit muss bei der Auswertung wie in Gleichung (2.5) betrachtet werden, wobei die Radträgergeschwindigkeit relativ zum Aufbau $v_{xw,V}$ hauptsächlich von der Bremskraft und den Fahrwerkeigenschaften abhängt. Messungen der Geschwindigkeit durch LGS oder Längsbeschleunigung am Radträger werden benötigt, um diese Abweichung zu kompensieren.

$$v_{x,W} = v_{x,V} + v_{xw,V} \quad (2.5)$$

Raddrehzahl ω_w

Aus der Literaturrecherche lassen sich wie folgt die möglichen Fehlerquellen bei der Raddrehzahlmessung zusammenfassen:

- Die gemessene Raddrehzahl ist prinzipbedingt lediglich die Drehung der Nabe relativ zur Abstützungseinheit. Durch Eigenbewegungen der Abstützungseinheit um die Raddrehachse ω_M entsteht ein Messfehler der Raddrehzahl²³⁶.

$$\omega_w = \omega_{w,M} + \omega_M \quad (2.6)$$

- Unter der Annahme des starren Reifengürtels bis ca. 60 Hz und der Flexibilität der Seitenwand ist die Drehgeschwindigkeit des Gürtels, welche die dynamische Bremskraft bestimmt, nicht mehr gleich der von der Radnabe²³⁷. Dadurch können auch durch den Messfehler Schleifen in der μ -Schlupf-Kurve verursacht werden.

$$\omega_B = \omega_w + \omega_{B,W} \quad (2.7)$$

- Die rechnerische Reifenumfangsgeschwindigkeit $v_{xr,W}$ kann auch durch die Längsbewegung des Reifengürtels unter Bremskrafteinwirkung beeinflusst werden.

$$v_{xr,W} = \omega_w \cdot r_w^0 + \dot{x}_{B,W} \quad (2.8)$$

²³⁶ Schwarz, R. et al.: Improved Wheel Speed and Slip Determination, 1997, S. 124ff.

²³⁷ Siramdasu, Y.: Discrete Tire Model Application for Vehicle Dynamics Performance, 2015, S. 32.

Radkräfte $F_{x,T}$, $F_{z,T}$

Bremsmomentschwankungen, Fahrbahnunebenheit, horizontale und vertikale Radschwingungen und Reifenungleichförmigkeiten sind mögliche Vibrationsquellen für eine In-Plane-Schwingung des Reifens^{238a}. Wie in Abschnitt 2.6.2 beschrieben, kann das dynamische Messverhalten von WFS hier ab ca. 10 Hz Einfluss nehmen. Eine Diskussion darüber hinsichtlich des Einflusses auf die Messung der μ -Schlupf-Kurve ist nicht bekannt, da ihre Erfassung üblicherweise nur auf ebener Fahrbahn stattfindet. Das Streuverhalten in der erfassten μ -Schlupf-Kurve wird in den meisten Fällen nur der Dynamik des Reifens zugeordnet.

Effektiver Rollradius r_w^0

Vantsevich hat fünf Modi der Längsdynamik definiert²³⁹: Angetrieben, Neutral, Ausrollen, Antrieb und Bremsen. Dabei hängt der Rollradius vom Drehmoment am Rad ab. Nach der Definition von Zegelaar^{238b} wird der effektive Rollradius jedoch bei sehr niedriger Geschwindigkeit mit freirollendem Rad erfasst. In Abbildung 45 lässt sich erkennen, dass der dynamische Rollradius r_d , den der LGS auch misst, sich näherungsweise linear mit steigender Radlast verläuft. Im Gegensatz dazu hat der effektive Rollradius nur ca. 1% Änderung mit der Radlast von 2000 bis 8000 N.

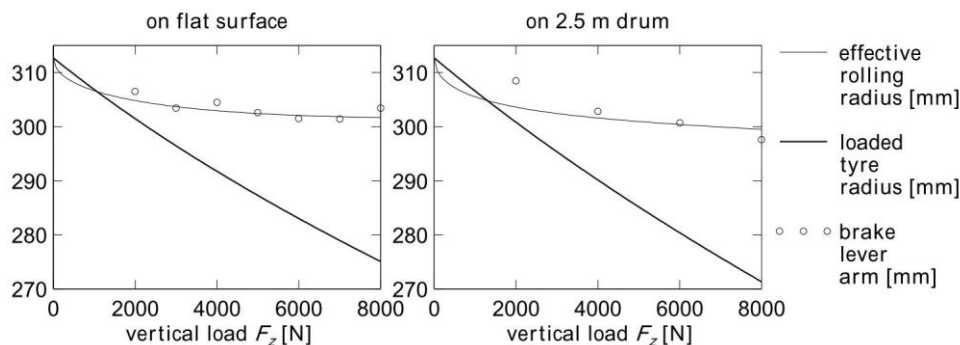


Abbildung 45: Einfluss der Radlast auf den Radhalbmesser bei sehr niedriger Geschwindigkeit^{238c}

²³⁸ Zegelaar, P. W.: The dynamic response of tyres to brake torque variations and road, 1997, a: S. 205; b: S. 216ff; c: S. 53f.

²³⁹ Vantsevich, V. V. et al.: Tire Longitudinal Elasticity and Effective Rolling Radii, 2005, S. 3.

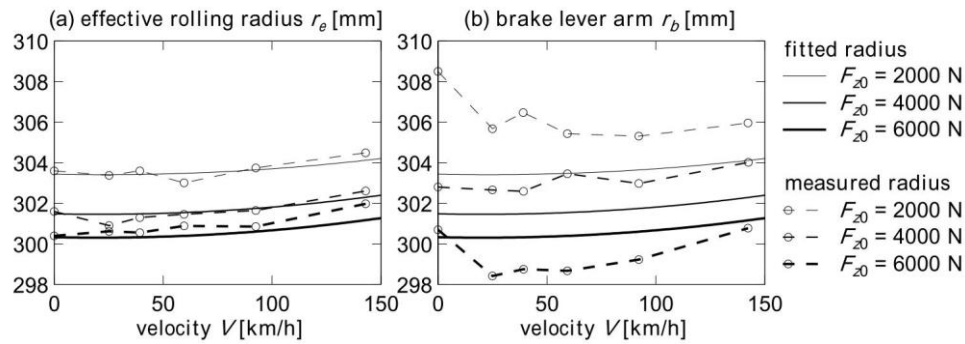


Abbildung 46: Einfluss der Geschwindigkeit auf den Radhalbmesser bei drei konstanten Radhöhen auf der Trommel^{238c}

Abbildung 46 zeigt die Abhängigkeit von der Geschwindigkeit dargestellt, infolge der Zunahme der Zentrifugalkraft und der erhöhten Radlast ist eine, wenn auch kleine Änderung im effektiven Rollradius zu identifizieren. Deshalb wird der effektive Rollradius in dieser Arbeit für die Modellierung des Rigid-Ring-Modells²⁴⁰ und für die Auswertung der Versuchsdaten als konstant angenommen.

2.7 Fazit und Schlussfolgerung der Literaturrecherche

Raddynamikmesstechnik wie WFS, WPS und LGS wird für einen sehr weiten Anwendungsbereich (Rollwiderstand, Längsdynamik, Querdynamik, Vertikaldynamik, Betriebsfestigkeit, NVH, Radaufhängung, Fahrdynamikregelung) sowohl unter Laborbedingungen auf Prüfständen als auch bei Fahrversuchen am Versuchsfahrzeug eingesetzt. Dabei ist eine Tendenz zu erkennen, Anwendung im Frequenzbereich für die Messung vom transienten Verhalten des Reifens und des Fahrwerks zu finden. Außerdem stellen die realen Fahrversuche, bei denen zahlreiche Einflussfaktoren existieren, sehr hohe Anforderungen an die Handhabung, Genauigkeit und Robustheit der Messtechnik. Hohe Genauigkeit und hohe Messdynamik sind für die meisten Themen in dynamischen Situationen erforderlich, wobei die Messtechnik häufig als ideale Sensoren angenommen werden, die die Wunschgrößen ohne Verfälschung oder Filterung liefern würden.

Um die Anforderungen immer weiter zu erfüllen, erfolgen seit Jahrzehnten Entwicklungen und Optimierungen von WFS. Der WFS hat unabhängig vom Messkonzept ein sehr hohes Niveau in der Messqualität erreicht. Die Messfehler des WPS und des LGS werden relativ wenig diskutiert. Die größte Schwäche beim Messen mit Raddynamikmesstechnik liegt in der fehlenden Identifikation ihrer Anwendungsgrenzen:

- Zum einen die Veränderung der Fahrdynamikeigenschaften durch die eingebaute Messtechnik, die das originale Versuchsfahrzeug nicht mehr repräsentativ macht.

²⁴⁰ siehe Kapitel 5.3.3

Die Berücksichtigung des Einflusses der Raddynamikmesstechnik auf die Fahrdynamikeigenschaften des Fahrzeugs in der Fahrdynamikmodellierung ist noch immer nicht im Entwicklungsprozess standardisiert. Dafür besteht jedoch weniger Forschungsbedarf.

- Zum anderen die Vernachlässigung des dynamischen Messverhaltens. Es existieren keine Messmodelle der Raddynamikmesstechnik für die Validierung von Fahrdynamikmodellen, stattdessen nur einfache Betrachtungen der Kompensation der Trägheitswerte, und die allerdings ohne experimentellen Nachweis. Welches Potenzial solch eine Korrektur hat, bleibt ebenfalls offen. Die Kraftübertragung des Reifens hat eine große Bedeutung für die Untersuchung des dynamischen Messverhaltens von WFS. Dafür ist es notwendig, die physikalischen Reifenmodellierungen zu analysieren, um passende Modellierungskonzepte abzuleiten.
- Weiterhin die fehlende Aussage über die Koordinatensysteme der Messungen, ihre Transformationsmaßnahmen und Fehlerquellen. Das aus WFS, WPS, LGS und anderen Messgeräten bestehende Messsystem wird von verschiedenen Herstellern angeboten, die Eignung der bestehenden Konzepte für die Koordinatentransformation in unterschiedlichen Fahrsituationen ist jedoch noch unklar. Weitere Störungen dabei werden auch nicht experimentell untersucht.
- Schließlich die unvollständige Betrachtung der Störungen in Messdaten und der physikalischen Grenze in den zu untersuchenden Objekten, z. B. bei der Identifikation der μ -Schlupf-Kurve. Die Trennung von Messfehlern und Reifendynamik in Bremsversuchen ist noch ein offener Punkt.

Lücken zwischen Fahrversuchen und Fahrdynamiksimulationen bei der Modellvalidierung durch Raddynamikmesstechnik sind zu erkennen. Ein Grund für das Verbleiben des Problems kann in den unterschiedlichen Aspekten der Messtechnikhersteller und der Nutzer liegen. Wenn die Messtechnik selbst ein Teil des gesamten Dynamiksystems ist, besteht demnach die Notwendigkeit nach deren Charakterisierung und Modellierung.

3 Zielsetzung und Methodik

3.1 Zielsetzung

Wie zuvor kurz erwähnt, führt ein unzureichendes Verständnis der Dynamik der Raddynamikmesstechnik, darunter WFS, WPS und LGS, zu einem Informationsdefizit beim Messvorgang. Dadurch wird das Potenzial der hochwertigen Messtechnik zur Validierung von Fahrdynamikmodellen auf Sensor-Ebene stark eingeschränkt. Unter der Annahme, dass die Sensoren optimal funktionieren, können trotzdem falsch interpretierte Messergebnisse wegen der Charakteristika der Raddynamikmesstechnik entstehen. Wie in Abbildung 47 dargestellt, umfasst eine vollständige Messprozedur mit der Raddynamikmesstechnik neben der Messung und Erfassung der Messwerte auch die Koordinatentransformation, die Kompensation und schließlich die Ausgabe der Messdaten. Dazu gehören Forschungsthemen dieser Arbeit in dem dynamischen Messverhalten von WFS, der Koordinatentransformation und der Identifikation der μ -Schlupf-Kurve in realen Fahrversuchen.

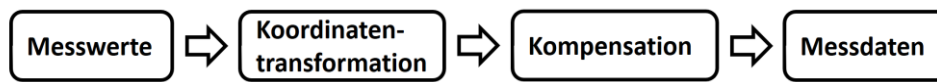


Abbildung 47: Vollständige Messprozedur mit Raddynamikmesstechnik

Das Kernziel dieser vorliegenden Arbeit besteht darin, dieses Defizit durch Charakterisierung und Modellierung des Systems zu identifizieren und ggf. auszugleichen. Ohne aussagekräftige Informationen über Rotations- und Translationsbeschleunigungen, Frequenzgänge, Gewichte, Ungleichförmigkeiten der einzelnen Komponenten während der Versuchen ist es schwierig, die Grenzen der Raddynamikmesstechnik zu identifizieren. Damit ergeben sich nach der durchgeführten Literaturrecherche die folgenden Fragestellungen:

- Wo liegt die Grenze des Gültigkeitsbereiches der Raddynamikmesstechnik und wie kann diese Unsicherheit der Messtechnik in Versuchen quantitativ oder qualitativ identifiziert werden?
- Welche Messtechnikmodelle können die Wirkkette nachbilden und bis zu welchen Grenzen kann die Validität der erstellten nicht-idealen Modelle gewährleistet werden?
- Wie kann eine Erweiterung des Gültigkeitsbereiches der Raddynamikmesstechnik durch Optimierung in der Messprozedur oder durch Fehlerkompensation erzielt werden?

Dem Verfasser dieser Arbeit ist nicht bekannt, dass diese Fragen bereits in anderen wissenschaftlichen Forschungsprojekten diskutiert wurden. Aus dieser zentralen Fragestellung leiten sich weitere Fragestellungen in den zwei Arbeitsbereichen ab:

- **Dynamisches Messverhalten von WFS (Vertikaldynamik).** Die Identifikation der Begrenzung von WFS in dynamischen Messungen liegt vorrangig in der Messung der Radaufstandskraft für die Vertikaldynamik. Dies liegt daran, dass die Fahrbahnebenheit das Rad innerhalb eines breiten Spektrums in z -Richtung nach oben anregt, was nicht nur für viele Forschungsthemen interessant, sondern auch relevanter für die Raddynamikmessung ist.
 - Kann eine genaue Referenzmessung der Radaufstandskraft erreicht werden?
 - Welche Einflussfaktoren müssen bei der Erfassung der Kraftübertragungsfunktionen beachtet werden?
 - Welche Charakteristiken besitzen die Kraftübertragungsfunktionen bei den Prüfstandversuchen?
 - Welche Modelle können die Messergebnisse nachbilden und wie können sie parametrisiert werden?
 - In wieweit sind die Erkenntnisse auf das rotierende Rad übertragbar?
- **Koordinatensysteme und Identifikation der μ -Schlupf-Kurve (Horizontaldynamik).** In Fahrdynamikversuchen haben die räumlichen Bewegungen der verschiedenen Komponenten einen großen Einfluss auf die Koordinatentransformationen der Messwerte. Basierend auf den erworbenen Erkenntnissen werden in der Messung der μ -Schlupf-Kurve mit der Raddynamikmesstechnik nach möglichen Einflussfaktoren gesucht.
 - Welche Prozedur eignet sich optimal für den Nullabgleich der Raddynamikmesstechnik?
 - Für welche Fahrsituationen eignen sich die verschiedenen Konzepte der Abstützungseinheiten auf die Koordinatentransformation der Messwerte?
 - Welche Einflussfaktoren verschiedener Messkonzepte der Raddynamikmesstechnik auf die Erfassung von der μ -Schlupf-Kurve können identifiziert werden?
 - Was sind die durch die Raddynamikmesstechnik bestimmten Grenzen in den Messungen?
 - Welche Modelle können die Messergebnisse nachbilden?
 - Wie können die identifizierten Messfehler kompensiert werden?

3.2 Methodik

Abbildung 48 stellt die Vorgehensweise und wichtige Teilaspekte dieser Arbeit dar. Hieran angelehnt ist auch die Gliederung dieser Arbeit. In einer Übersicht zum Stand der Technik und Forschung werden die Anwendungen und Auswertungen der Raddynamikmesstechnik, die Anforderungen an sie sowie die Diskussion über deren Anwendungsgrenzen aufgezeigt. Darüber hinaus wird für die Untersuchung des Übertragungsverhaltens des WFS über die physikalischen Reifenmodellierungsmethoden diskutiert. Auf

Basis der vorhandenen Erkenntnisse aus der Literatur werden die konkreten Forschungsfragestellungen und Prüfkonzpte hinsichtlich ihrer Eigenschaften – insbesondere hinsichtlich ihrer Schwächen – abgeleitet und klassifiziert.

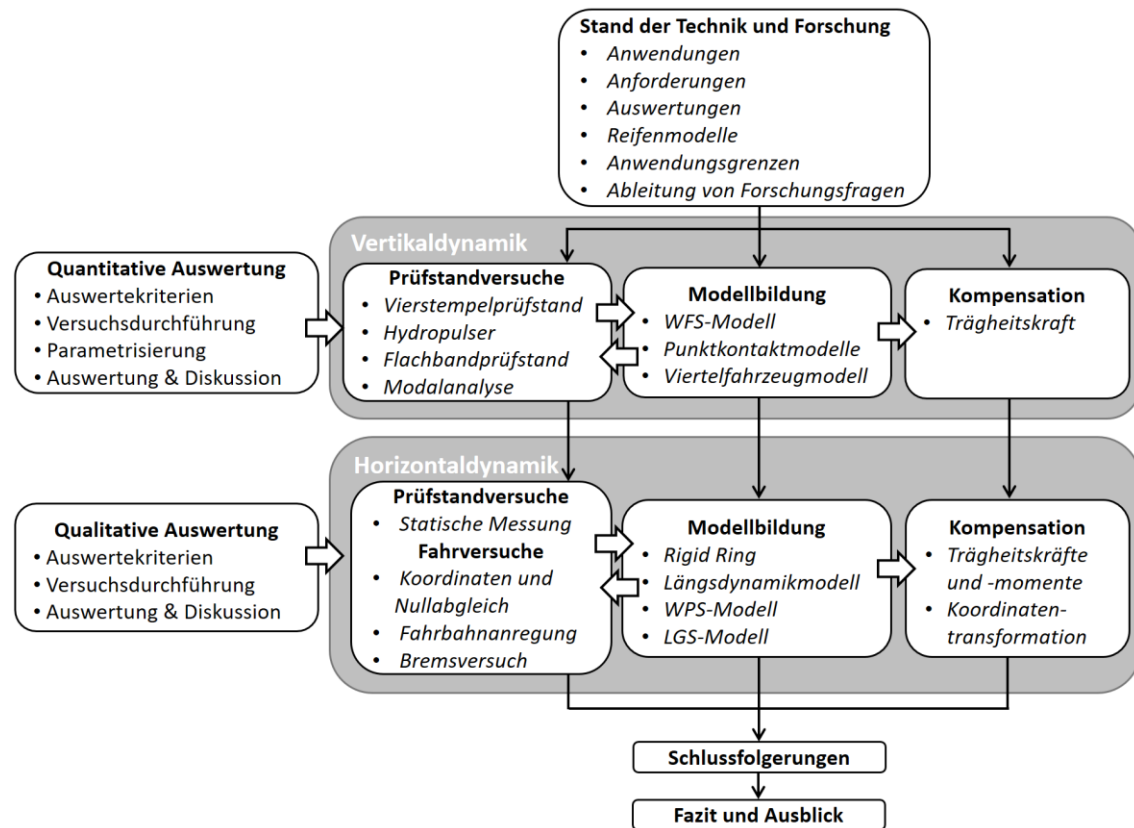


Abbildung 48: Methodik und Aufbau der Arbeit

Zunächst werden die Kraftübertragungsfunktionen zwischen Reifenaufstandsfläche und WFS auf verschiedenen Prüfständen untersucht, da die Referenzmessung der Radaufstandskraft in Fahrversuchen im Umfang dieser Arbeit nicht möglich war. Basierend auf den Messergebnissen aus Versuchsreihen des Vierstempelprüfstandes von Reul²⁴¹ werden zusätzliche Untersuchungen auf einem Hydropulser für die detaillierte Modellierung des WFS-Reifen-Modells mit fixiertem Rad und auf einem Flachbandprüfstand mit einem Viertelfahrzeugaufbau in Versuchsläufen durchgeführt. Ein iterativer Prozess besteht zwischen Durchführung der Versuche und der Sensormodellierung mit unterschiedlicher Komplexität. Bei Stichprobenmessungen werden das Messverhalten identifiziert und die Modellvorstellungen gesucht. Nach der numerischen Untersuchung kann die vollständige Versuchsplanung mit Variationen und Sensorauslegung festgestellt werden, wodurch Parametrierung und Verifizierung der Modelle anhand erstellter Kriterien erfolgen und die Überprüfung einer Erweiterung des Gültigkeitsbereiches bei Messungen mit WFS umgesetzt wird.

Mit den neu erworbenen Erkenntnissen wird die Untersuchung mit den Messungen am Versuchsfahrzeug mit WFS, WPS und LGS fortgesetzt. Hierbei werden zunächst die

²⁴¹ Reul, M.: Bremswegverkürzungspotential bei Informationsaustausch und Koordination, 2011, S. 33f.

Koordinatentransformation und der Nullabgleichvorgang diskutiert. Die Notwendigkeit der Koordinatenkompensation in typischen Fahrmanövern werden auch analysiert und zusammengefasst. Nachfolgend erfolgen die Ableitung von geeigneten Versuchs-Hypothesen für die Messung von μ -Schlupf-Kurven in Bremsversuchen und die Erstellung des benötigten Versuchskonzepts sowie der benötigten Versuchsinstrumente zur Prüfung dieser Hypothesen. Anhand von Beispielversuchen wird eine qualitative Auswertung durchgeführt, um die Einflussfaktoren auf das Streuungsverhalten in der Messung zu identifizieren.

Abschließend werden die Ergebnisse zusammengefasst und ein Ausblick hinsichtlich der Anwendung der Ergebnisse und des weiteren Forschungsbedarfs am Ende der Arbeit gegeben.

4 Untersuchungswerkzeuge und Versuchsmethodik

4.1 Grundüberlegungen zu Prüfständen

Anhand des Stands der Technik und Forschung wird die nachfolgende Frage abgeleitet:

„Wo liegt die Grenze des Gültigkeitsbereiches der Raddynamikmesstechnik und wie kann diese Unsicherheit über die Messtechnik in Versuchen quantitativ identifiziert werden?“

Eine aussagekräftige Antwort auf diese Fragestellung ist nur durch Referenzmessungen auf Prüfständen zu geben. Für die Untersuchungen von der Reifen- bis hin zur Fahrzeugebene werden Prüfstandsversuche mit verschiedenen Konzepten benötigt. In diesem Abschnitt werden zunächst die Anforderungen an die Versuche gestellt. Weiterhin wird auf die grundlegenden Bewertungsmethoden und auf die mit der verfügbaren Messtechnik nicht direkt messbaren Größen, wie z. B. die Radaufstandskraft, eingegangen.

Für die dynamische Auswertung ist es von besonderer Bedeutung, dass die meisten Auswertungen im Frequenzbereich erfolgen. Hierfür wird auch auf die Synchronisation der Signale geachtet.

4.1.1 Anforderungen

Die Prüfstandsversuche dienen zur Untersuchung des dynamischen Messverhaltens von WFS. Dafür werden die Referenzmessungen mit der WFS-Messungen in dynamischen Situationen verglichen. Folgende Anforderungen werden allgemein vorausgesetzt:

- **WFS:** Einbauraum, mechanische Adaption zwischen WFS und Rad und die Stromversorgung für WFS werden benötigt, um die Vertikalkraft des WFS auszu-lesen.
- **Kraftmessdosen für die Messung der Radaufstandskraft:** Da in diesem Abschnitt der Fokus auf der vertikalen Kraftübertragung liegt, wird vor allem die Kraftmessung in z-Richtung erläutert.
- **Simulation der Fahrbahnanregung:** Um die Übertragungsfunktion zu erfassen, ist es notwendig, auf Prüfständen die Radaufstandsfläche mit kontrollierbaren Amplituden und Frequenzen im Weg oder in der Kraft mindestens bis zu 30 Hz oder besser noch bis zu 100 Hz anzuregen. Eine variable harmonische Anregung (bspw. als Sweep) wird für die Untersuchung des Übertragungsverhaltens erwünscht.
- **Hohe Messdynamik:** Weil der interessierte Frequenzbereich dieser Arbeit bis zu 30 Hz oder 100 Hz liegt, in dem der Reifengürtel noch keine eigene Schwingungsform aufweist, muss die Messung in diesem Fenster fehlerfrei erfolgen.

- **Datenerfassung und Synchronisation:** Die Signale des WFS werden über Highspeed-CAN mit einer Abtastrate bis 1 kHz bereitgestellt. Deswegen ist es sinnvoll, dass die Datenerfassung aller Signale über den CAN-Bus erfolgt, wobei eine Abtastung mit 500 Hz für die Arbeit ausreicht. In der relativ kurzzeitigen Messung mit beschränkter Datenmenge ist keine erkennbare dynamische Zeitverschiebung im Messsystem selbst zu erwarten.

4.1.2 Bewertungsmethodik

Es wird in dieser Arbeit angestrebt, die Modellierung zuerst durch einen linearen Ansatz zu beschreiben, solange die Linearität des Systems oder der einzelnen Komponenten keine deutliche Abweichung von den Messergebnissen aufweist. Die Amplitude der simulierten dynamischen Fahrbahnanregung bei Prüfstandsversuchen in der Arbeit wird auf einem Minimum von 1 bis 2,5 mm beschränkt, um die Nichtlinearität zu minimieren.

Im Frequenzbereich erfolgt die Bewertung der Ergebnisse primär durch die Übertragungsfunktionen. Darüber hinaus wird die Kohärenzfunktion für die Qualitätsauswertung der Übertragungsfunktion genutzt, um die Belastbarkeit der Ergebnisse zu zeigen.

Übertragungsfunktion

Um den Frequenzgang zu berechnen, wird die diskrete Fouriertransformation (DFT) vorgenommen. In der Praxis erfolgt die Berechnung über eine FFT (engl. Fast Fourier Transform) und mit Fensterfunktionen, damit die Leckeffekte mit endlichen Messfenstern verringert werden.

Der Frequenzgang der Übertragung $H(f)$ beschreibt die Beziehung zwischen dem Eingangssignal $X(f)$ und Ausgangssignal $Y(f)$ eines linearen dynamischen Systems im Frequenzraum, wobei sie mit Hilfe des Bode-Diagramms dargestellt wird²⁴². Sie ist definiert als:

$$H(f) = \frac{Y(f)}{X(f)} \quad (4.1)$$

Dieses Verhalten ist unter der idealen Annahme, dass das System linear und zeitinvariant ist, außerdem ist der Einfluss von Rauschen vernachlässigt. Das Rauschen in der realen Messung hat dagegen einen großen Einfluss auf die Genauigkeit der Ergebnisse.

In der Praxis wird die Übertragung durch das Verhältnis zwischen Kreuzleistungsdichtespektrum (engl. Cross-Spectral Density, CSD) und Autoleistungsdichtespektrum (engl. Power-Spectral Density, PSD) berechnet²⁴³:

²⁴² nach Meyer, M.: Signalverarbeitung, 2011, S. 11.

²⁴³ Maia, N. et al.: Theoretical and experimental modal analysis, 1997.

$$H(f) = \frac{S_{xy}(f)}{S_{xx}(f)} \quad (4.2)$$

Das Autoleistungsdichtespektrum $S_{xx}(f)$ berechnet sich aus dem Fourierspektrum $X(f)$ multipliziert mit dem konjugiert komplexen Fourierspektrum $X_{\text{conj}}(f)$.

$$S_{xx}(f) = X_{\text{conj}}(f) \cdot X(f) = |X(f)|^2 \quad (4.3)$$

Gleicherweise wird das Kreuzleistungsdichtespektrum $S_{xy}(f)$ errechnet.

$$S_{xy}(f) = X_{\text{conj}}(f) \cdot Y(f) \quad (4.4)$$

Die Auflösung im Frequenzbereich ergibt sich aus der Abtastfrequenz geteilt durch die Anzahl der Abtastpunkte n (bzw. $nfft$), wobei die maximal abbildbare Frequenz nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem bei der Hälfte der Abtastfrequenz beträgt. Zur Reduktion von Rauschen und der Bestimmung der Kohärenz werden die Signalmessfenster in einzelne überlappenden Abschnitte unterteilt und dann wieder zusammengefasst, womit der Frequenzgang nach Gleichung (4.5) aus der Summe der Einzelergebnisse gebildet werden kann²⁴⁴.

$$H(f) = \frac{\sum_{i=1}^N S_{xy,i}(f)}{\sum_{i=1}^N S_{xx,i}(f)} \quad (4.5)$$

Abbildung 49 zeigt beispielhaft eine errechnete Übertragungsfunktion zwischen Vertikalkraft des WFS und (simulierter) Fahrbahnanregung (Weg in z -Richtung) einer Messung auf einem Vierstempelprüfstand²⁴⁵ mit stochastischer Anregung. Mit der Gleichung (4.5) wird der Einfluss von Rauschen auf das Ergebnis erheblich verringert.

²⁴⁴ Welch, P.: The use of fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra, 1967, S. 70f.

²⁴⁵ siehe Kapitel 4.2

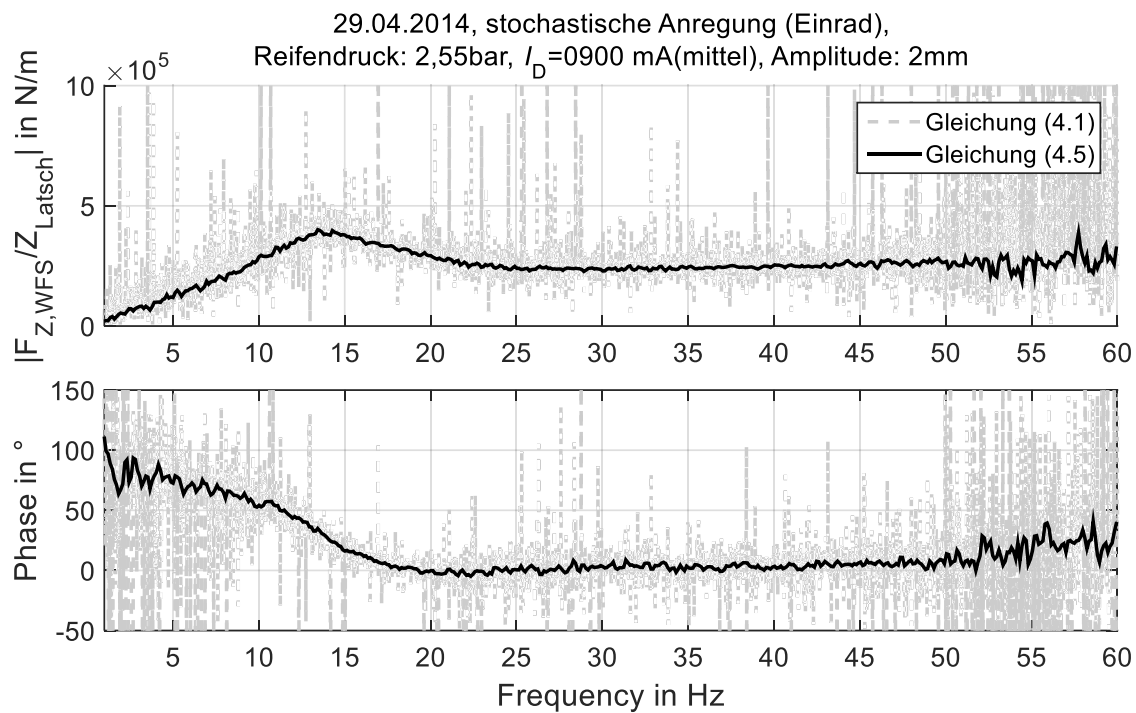


Abbildung 49: Übertragungsfunktion zwischen Vertikalkraft von WFS und Fahrbahnanregung

Kohärenzfunktion

Um die Qualität der Übertragungsfunktion auszuwerten, wird die Kohärenzfunktion verwendet. Die Kohärenzfunktion beschreibt die lineare Abhängigkeit zweier Signale. Es wird als ein Maß verwendet, um den Anteil der vom Eingangssignal erzeugten Energie im Ausgangssignal zu bestimmen²⁴⁶.

$$\Gamma_{xy}^2(f) = \frac{|S_{xy}(f)|^2}{S_{xx}(f) \cdot S_{yy}(f)} \quad (4.6)$$

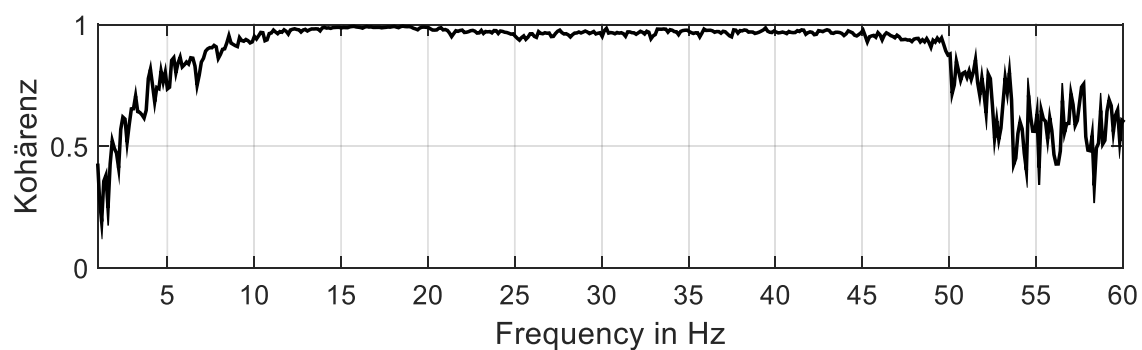


Abbildung 50: Kohärenzfunktion zwischen Vertikalkraft von WFS und Fahrbahnanregung

Die Kohärenzfunktion beim gleichen Versuch von Abbildung 49 ist in Abbildung 50 dargestellt. Es lässt sich erkennen, dass die Übertragungsfunktion zwischen 10 bis 50 Hz

²⁴⁶ nach Meyer, M.: Signalverarbeitung, 2011, S. 62ff.

einen Kohärenzwert von nahe 1 hat. In dieser Situation kann das System als LTI-System (engl. linear time-invariant system) betrachtet werden.

Wenn die Kohärenz zwischen Eingang und Ausgang im bestimmten Frequenzbereich ungleich 1 ist, kann das auf folgende Gründe zurückgeführt werden²⁴⁷ :

- nicht korreliertes Rauschen in den Messsignalen
- Beeinflussung des Ausgangssignals durch nicht korreliertes Eingangssignal
- Nichtlinearität des Systems
- Fehler in der Umrechnung, z. B. Leckeffekte

4.1.3 Messung der Referenzkraft am Radaufstandspunkt

In dieser Arbeit findet die Referenzmessung von Radaufstandskraft wegen der zur Verfügung stehenden Messtechnik nicht direkt an der Radaufstandsfläche statt. Eine starre Adaptionplatte liegt zwischen dem Reifen und der Wägezelle.

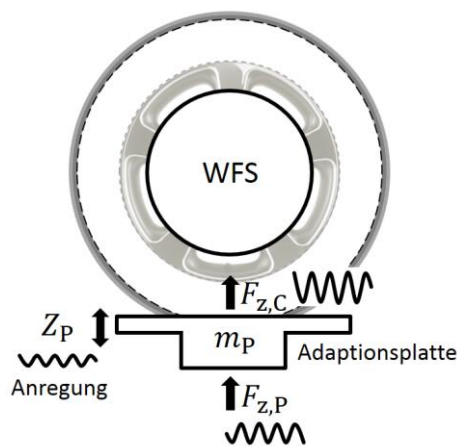


Abbildung 51: Messung von Radaufstandskraft

Um die Referenzkraft am Radaufstandspunkt zu errechnen, muss die Trägheitskraft der Adaptionplatte kompensiert werden. Dafür wird zunächst ein freier Schwingungsversuch bei verschiedenen Frequenzen durchgeführt. Die Masse zwischen Kontaktfläche und der Wägezelle ergibt sich aus der dynamischen Kraft $\hat{F}_{z,P}$ vom Prüfstand und dem Beschleunigungssignal der Anregung $\hat{\ddot{Z}}_P$, wobei die Beschleunigung am Prüfstand durch die zweite Ableitung des Positionswertes $\hat{\ddot{Z}}_P$ im Frequenzbereich mit der Kreisfrequenz der Anregung ω ermittelt wird.

$$m_P = \frac{\hat{F}_{z,P}}{\hat{\ddot{Z}}_P} = \frac{\hat{F}_{z,P}}{-\omega^2 \cdot \hat{Z}_P} \quad (4.7)$$

Demzufolge wird die Kraft an dem Reifenaufstandspunkt $F_{z,c}$ durch die Trägheitskraft $m_P \cdot \ddot{Z}_P$ korrigiert.

²⁴⁷ Randall, R. B.: Frequency Analysis, 1987, S. 232f.

$$F_{zc} = F_{z,p} + m_p \cdot \ddot{Z}_p \quad (4.8)$$

Zu beachten ist, dass dieser Berechnungsvorgang wie Gleichung (4.9) immer im Frequenzbereich erfolgen muss.

$$\hat{F}_{zc} = \hat{F}_{z,p} + m_p \cdot \omega^2 \cdot \hat{Z}_p \quad (4.9)$$

Das Signal im Zeitbereich lässt sich durch Rücktransformation mit der inversen DFT wieder berechnen²⁴⁸.

$$x_n = \sum_{k=-\frac{N}{2}}^{\frac{N}{2}} \hat{X}_k e^{i\frac{2\pi kn}{N}} \quad n = 0, 1, \dots, N-1 \quad (4.10)$$

4.1.4 Synchronisation

Wie vorher kurz erwähnt, ist bei der Durchführung der Versuche keine dynamische Zeitverschiebung im Messsystem zu erkennen, was jedoch nicht heißt, dass die Synchronisation der Messsignale in der Auswertung vernachlässigt werden kann.

Das Problem der Versuche besteht darin, dass die Kraft-, Weg- und Beschleunigungsmessungen von verschiedenen Messgeräten ausgegeben werden. Bei der Aussendung der einzelnen Signale haben sie bereits einen Zeitverzug, der normalerweise von 0 bis 20 ms beträgt. Der Zeitverzug von in dieser Arbeit verwendeter Raddynamikmesstechnik ist vom Hersteller vorbestimmt²⁴⁹:

- WFS: 0,8 ms
- WPS: 0,6 ms
- LGS: 14 ms

Die bekannten Daten über den Zeitverzug können in der Messtechnikkonfiguration korrigiert werden, damit die Raddynamikmesstechnik die gleiche Zeitachse besitzt. Aber der Zeitverzug bei den Signalen von anderen Messsystemen wie Prüfständen oder Beschleunigungssensoren ist unbekannt. Unter der Annahme einer idealen Messsituation mit konstanten Phasen von ca. 0 im bestimmten Frequenzbereich, lässt sich ein Zeitverzug $t_{\text{kor}} im Frequenzgang $H(j\omega)$ wie folgt erkennen:$

$$\left. \frac{\Delta \arg(H(f))}{2\pi \Delta f} \right|_{f_a}^{f_b} = 0 \quad (4.11)$$

Die Voraussetzung für diese Methodik ist lediglich, dass die ideale Annahme zutrifft.

²⁴⁸ Schrüfer, E.: Signalverarbeitung, 1992.

²⁴⁹ Daten von der A&D Europe GmbH

4.2 Vierstempelprüfstand

Um die Charakteristik von WFS am Versuchsfahrzeug mit stehendem Rad und unterschiedlichen Dämpfereinstellungen zu untersuchen, werden Versuche mit dem gesamten Reifen-Fahrzeug-Aufhängungssystem auch auf einem Vierstempelprüfstand durchgeführt. Der Prüfstand ist in der Lage, ein vorgegebenes Anregungsprofil Z_p in Vertikalrichtung anhand der Stempelwege einzeln oder gleichzeitig mit hoher Genauigkeit zu regeln. Darüber hinaus werden die Stempelwege und die vertikalen Kräfte unterhalb der Adaptionsplatte vom Prüfstand gemessen. Das Versuchsfahrzeug ist mit semiaktiver Dämpfung, die von weich bis hart verstellbar ist, mit WFS an der Hinterachse und mit Beschleunigungssensoren an den Radträgern ausgestattet. Die Messgrößen werden über den CAN-Bus durch ein CAN-Aufzeichnungssystem erfasst. Da die Kraftmessdosen zwischen Reifenaufstandspunkten und den Stempeln liegen, müssen die Trägheitskräfte nach Abschnitt 4.1.3 kompensiert werden. Durch den freien Schwingungsversuch und das Abwiegen der eingebauten Komponenten wurde die Trägheitsmasse mit 15.4 kg identifiziert.

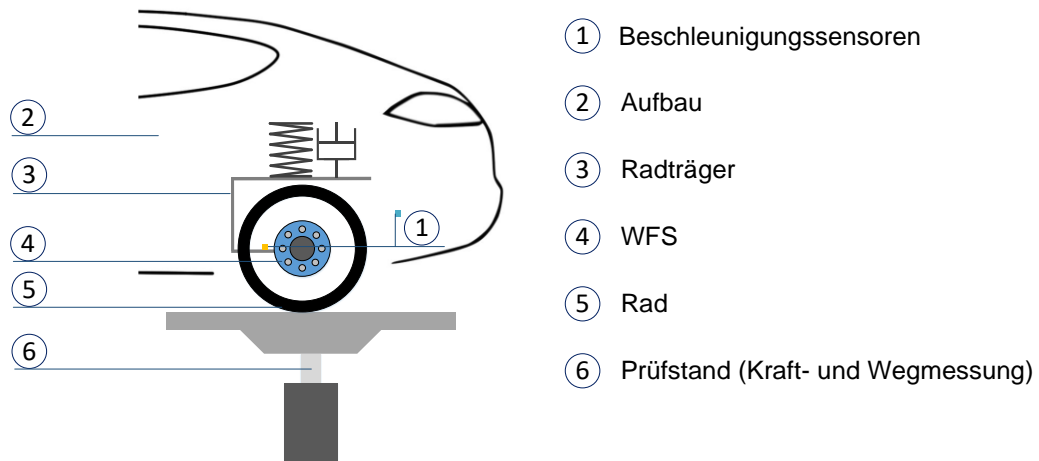


Abbildung 52: Messaufbau auf dem Vierstempelprüfstand

Versuchsfahrzeug (A) auf dem Vierstempelprüfstand

Auf dem Vierstempelprüfstand wurde in Kooperation mit einem Industriepartner eine sportliche Kombilimousine der Oberklasse verwendet. Das Fahrzeug verfügt serienmäßig über semiaktive Systeme, die über den Ventilstrom stufenlos geregelt werden und vier Luftfedern, die über ein zuschaltbares Zusatzvolumen in einer Hart- bzw. Weichstufe betrieben werden können. Ein Dämpferstrom von 0 mA entspricht der härtesten Kennlinie und bei 1.800 mA wird die weichste Kennlinie eingestellt. Die Vorderachse ist eine Doppelquerlenkerachse bei der Luftfeder und Dämpfer coaxial angeordnet sind. An der Hinterachse, einer Mehrlenkerachse, sind Luftfeder und Dämpfer nebeneinander platziert. Die Lenker an beiden Achsen sind mit gesondertem Hilfsrahmen zwischen Karosserie und Radträger mit Gummilagern angeschlossen.

Messtechnik

Darüber hinaus besitzt das Fahrzeug zur Ermittlung des aktuellen Schwingungszustandes unter anderem drei Aufbaubeschleunigungssensoren und vier Radträgerbeschleunigungssensoren. Die Aufbaubeschleunigungssensoren sind an der Vorderachse jeweils seitlich der Federdome und an der Hinterachse am rechten Rad oberhalb des Radkastens aufbau- fest montiert, während die Radträgerbeschleunigungssensoren an jedem Radträger einge- baut sind. Die Abtastrate f_s beträgt 500 Hz.

Für die Untersuchung werden drei Signalgruppen verwendet, wobei das Thema Daten- synchronisation eine entscheidende Rolle für die Auswertung spielt:

- Kraftmessungen des WFS über den CAN-Bus.
- Weg- und Kraftmessungen des Stempels direkt über das Messsystem des Prüfstan- des und über den CAN-Bus nach einer zusätzlichen A/D-Wandlung. Hier werden zusätzlich die doppelt erfassten Signale für die Auswertung der Datensynchroni- sation genutzt. Es wird jedoch festgestellt, dass die Signalqualität durch die A/D- Wandlung und die Datenübertragung leidet.
- Beschleunigungsmessungen über den CAN-Bus.

4.3 Hydropulser

Für die Untersuchung der Kraftübertragung beim stehendem Reifen ist es von großer Be- deutung, die Reifenstruktur zu analysieren und die Reifenmodellierung unter Berücksich- tigung des WFS zu validieren. Aus diesem Grund werden Versuche auf dem Hydropulser (Abbildung 53) durchgeführt, damit alle Einflussfaktoren des Fahrwerks und des Aufbaus ausgeschlossen werden. Der Hydropulser besteht aus einem horizontal ausgerichteten, hydraulischen Zylinder, der nach Sollwertverläufen weggeregt ein- und ausgefahren wird. Am Ende der Kolbenstange des Zylinders befinden sich eine DMS-Kraftmessdose und eine Adaptionplatte, die größer als die Reifenaufstandsfläche bei maximaler zu un- tersuchenden Radlast und mit ausreichender Stärke gefertigt ist. Der Zylinder und das zu messende Rad sind mit dem Prüfstandsgestell aus Stahl fest verschraubt. Die Kraft der Kraftmessdose wird zusammen mit dem Weg der Kolbenstange und der Normalkraft des WFS über CAN-Bus im Datenerfassungssystem mit einer Abtastfrequenz von bis 1 kHz ermittelt. Zu beachten ist, dass die Signalabtastung und die Datenübertragung eine ge- wisse Zeit in Anspruch nehmen, was zu Synchronisationsproblemen führen kann.

Durch den freien Schwingungsversuch und das Abwiegen der abgebauten Adapterplatte wurde die zu kompensierende Trägheitsmasse zu 4,43 kg identifiziert. Die Abtastrate f_s beträgt 500 Hz.



Abbildung 53: Messaufbau auf dem Hydropulser mit WFS; links: Bildaufnahme, rechts: schematische Darstellung

4.4 Flachbandprüfstand

Beim Vierstempelprüfstand und beim Hydropulser sind die Messungen nur mit stehendem Rad möglich. Da das Fahrwerk des Versuchsfahrzeugs auf dem Vierstempelprüfstand ein Hilfsrahmen besitzt, kann diese Komplexität im Fahrwerk auf die dynamische Kraftmessung des WFS vermutlich einen Einfluss haben. Eine Messung in einem kompletten Viertelfahrzeug wird aus diesem Grund gewünscht, da dieses Konzept das grundlegende vertikale Schwingungsverhalten des Fahrzeugs ohne weitere Einflussfaktoren vom Fahrwerk eindeutig nachbildet. Wie in Abschnitt 2.5.2 beleuchtet, ändert sich die Reifeneigenschaften mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit, deshalb ist es auch sinnvoll, die Messaufgaben auf die realitätsnähere Situation mit rotierendem Rad zu erweitern. Darauf basierend lassen sich folgende Anforderungen ableiten:

- Darstellung eines realen Viertelfahrzeugmodells
- Messung mit rotierendem Rad bis über 100 km/h
- Realitätsnahe Nachbildung des Fahrbahnkontakts
- Harmonische Fahrbahnanregung von 1 bis ca. 30 Hz mit verstellbarem Hub
- Messungen der Radaufstandskraft, der Hubbewegung, der Fahrgeschwindigkeit und der Beschleunigungen des Radträgers und des Aufbaus

Außentrommelprüfstände werden verwendet, um das rotierende Rad durch eine oder mehrere Schlagleisten anzuregen, wobei ein Mindestdurchmesser von 2,5 m benötigt wird, um den Einfluss der Fahrbahnkrümmung möglichst gering zu halten. Im Gegensatz dazu hat Innentrommelprüfstand größeren Raumbedarf mit weniger Platz innen für den Aufbau eines Viertelfahrzeugmodells. Weiterhin ist bei beiden Konzepten eine Verfälschung des Reifenkontaktes nicht komplett zu eliminieren. Die harmonische Fahrbahnanregung und die ständige Kraftmessung für den Reifenkontaktpunkt sind ebenfalls schwer zu realisieren.

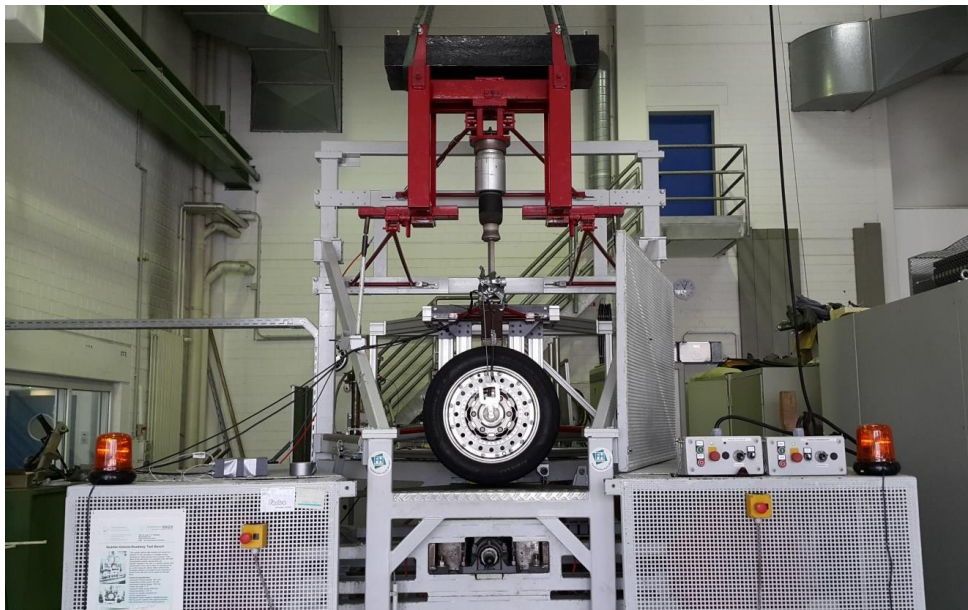
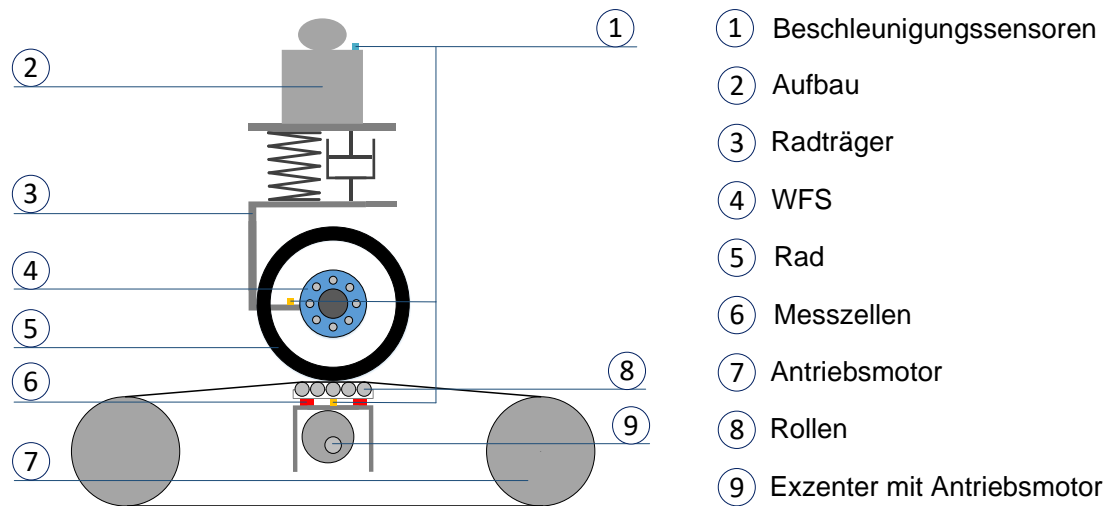


Abbildung 54: Messaufbau auf dem Flachbandprüfstand mit WFS; oben: schematische Darstellung, unten: Bildaufnahme

Ein Flachbandprüfstand der TH-Bingen, zurückgehend auf Arbeiten von Tiemann²⁵⁰, erscheint für die Untersuchung als geeignet. Das Obergestell des Prüfstands bildet ein Viertelfahrzeug ab mit variierbarer Aufbaumasse, Feder-Dämpfer-Einheit mit einer Luftfeder und fast vertikal geführter Radaufhängung. Das Band des Prüfstands mit einem Reibwert ähnlich wie trockener Asphalt besteht aus mit Elastomeren beschichtetem Polyamid. Es wird von zwei Trommeln mit einem Durchmesser von je 0,5 m und einem aus fünf Rollen gebildeten nahezu flachen Radaufstandspunkt abgestützt. Eine der beiden Trommeln ist an einen Asynchronmotor gekoppelt, um das Band mit bis zu 150 km/h Umfangsgeschwindigkeit zu betreiben. Weiterhin wird eine harmonische Fahrbahnanregung mit Hilfe eines über einen Gleichstrommotor angetriebenen Exzenter realisiert, wobei der Hub bis 80 mm und die Anregungsfrequenz bis 25 Hz verstellbar sind. In der Arbeit wird die Amplitude der Anregung auf 2,5 mm fixiert. Die Aufstandskraftmessung erfolgt mit

²⁵⁰ Tiemann, R.: Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS, 1993, S. 133ff.

vier Wägezellen unterhalb des Gestells mit fünf Rollern. Darüber hinaus besteht bei diesem Flachbandprüfstand die Möglichkeit, verschiedene Feder-Dämpfer-Systeme, Bremsysteme, Lenkungen für Längs- und Querdynamikuntersuchungen einzubauen. Die Quer- und Längskraftmessungen sind durch die am Obergestell eingebauten Wägezellen gewährleistet.

Zu beachten ist, dass eine Spannkraft durch die Elastizität des Bandes erzeugt werden. Es wird angenommen, dass die Spannkraft ein lineares Verhältnis zum Hub aufweist. Durch die Versuche ist diese Annahme mit stehendem Rad nachgewiesen. Die Referenzkraft wird aus diesem Grund mit Gleichung (4.13) berechnet.

$$F_{z,\text{Band}} = -c_{z,\text{Band}} \cdot Z_P \quad (4.12)$$

$$F_{zc} = F_{z,P} + m_P \cdot \ddot{Z}_P + F_{z,\text{Band}} \quad (4.13)$$

4.5 Grundüberlegungen zu Fahrversuchen

In Fahrversuchen lässt sich die Referenzmessung von Reifenkräften und –momenten nicht mehr einfach realisieren. Aber die erworbenen Erkenntnisse auf Prüfständen sind für die Anwendungen in Fahrversuchen vermutlich übertragbar. Darauf aufbauend wird nach dem Stand der Technik und Forschung der Fokus auf die Identifikation der Einflussfaktoren von der Raddynamikmesstechnik in dynamischen Fahrsituationen gelegt.

4.5.1 Anforderungen

- **Ermittlung fahrdynamischer Größen:**
 - Messung der Radkräfte und -momente mit WFS und der Radbewegungen mit WPS und LGS an der Vorderachse des Fahrzeugs, wo die Komplexität der Achse besonders hoch ist.
 - Messung von triaxialen Beschleunigungen am Radträger, um Radschwingungen zu analysieren.
 - Erfassung des Bremsdrucks und des Lenkradwinkels über den Fahrzeug-CAN in Fahrversuchen.
 - Messung der Aufbaubewegungen und -drehraten in allen drei Raumrichtungen.
- **Stromversorgung:** Eine Vielzahl von Messtechnik-Komponenten muss während der Fahrversuche stabil und sicher mit Strom versorgt werden. Wünschenswert ist die Gewährleistung einer langzeitigen Messung ohne Unterbrechung, um die Effizienz der Versuche zu erhöhen und eine bessere Reproduzierbarkeit in den Ergebnissen wegen verbesserter Kontrolle über die zeitvarianten Parameter zu erreichen.

- **Datenerfassung und Synchronisation:** Die Daten wurden mit einer Abtastrate gemessen, die ausreichend schnell ist, um Aliasing zu verhindern. Darüber hinaus soll kein Synchronisationsproblem bei der Datenerfassung auftreten.

4.5.2 Bewertungsmethodik

Zeitsignale

Anders als die quantitative Untersuchung des Übertragungsverhaltens auf Prüfständen ist es sinnvoll, die Analyse auch im Zeitbereich durchzuführen. Durch den Vergleich der miteinander zeitlich abhängigen Signale und durch die Darstellung bestimmter Kennlinien, die die Systemeigenschaften beschreiben, können der interne Zusammenhang in der Wirkkette identifiziert werden.

Eigenfrequenz und Zeit-/Frequenzanalyse

Die Auswertung im Frequenzbereich hat in Fahrversuchen weiterhin eine große Bedeutung. Aufgrund der Schwingungseigenschaften der einzelnen Fahrzeugkomponenten und der Messgeräte lassen sich die Oszillationen in Messwerte von stochastischen, fahrgeschwindigkeitsabhängigen und konstanten Frequenzen unterscheiden. Die Zeit-/Frequenzanalyse ist besonders bei den Bremsversuchen wertvoll, um die drehgeschwindigkeitsabhängigen Signale von eigenfrequenzabhängigen Signalen zu trennen.

Streuungsfläche in den Kennlinien

Die Auswertung des Streuungsverhaltens in der Messung der μ -Schlupf-Kurve kann beispielsweise anhand einer grafischen Methode in Matlab erfolgen, wobei die Fläche der Streuung der Messpunkte in dieser Arbeit als das objektive Kriterium verwendet wird. Wie Abbildung 55 dargestellt, werden die Kennlinien bei jedem Messpunkt mit einer vordefinierten Markergröße geplottet. Durch das Verhältnis der geplotteten Flächen zur leeren Fläche wird dann das Streuungsverhalten der verwendeten Messmethoden bestimmt. Der Grund für die hier verwendete Markergröße von 50 Pixels ist, dass die gemessene Kennlinien so als zusammenhängende Fläche durch Überschneidung der Messpunkte dargestellt werden können.

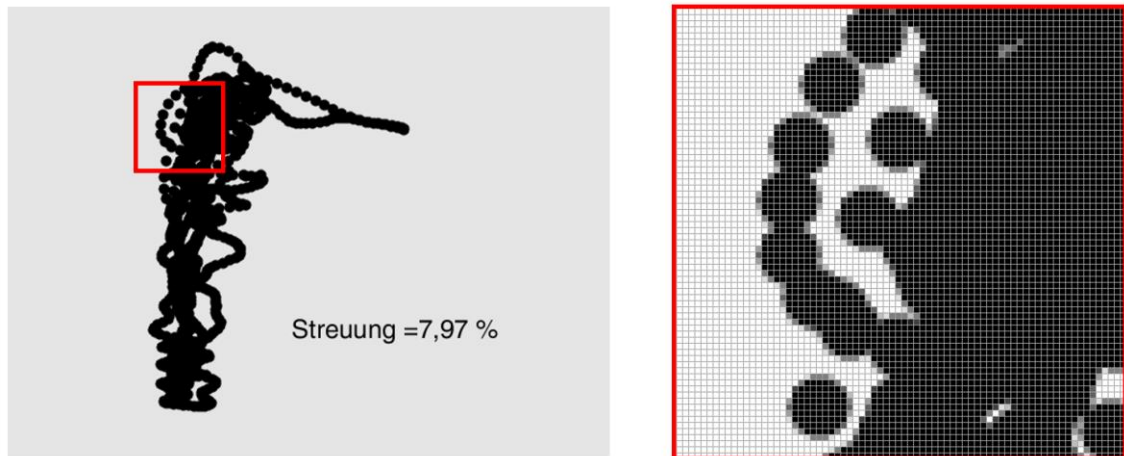


Abbildung 55: Berechnung der Streuungsfläche (Beispiel²⁵¹)

4.6 Versuchsfahrzeug für Fahrversuche

Das Testfahrzeug (B), ein VW Golf VII, wird in Fahrversuchen eingesetzt. Das Fahrzeug verfügt über Federdämpferbeine an der Vorderachse und Verbundlenkerachse an der Hinterachse. Die montierten Reifen vom Typ Pirelli CINTURATO™ P7™ der Größen 205/55 R16 (94V) besaßen bei der Messung eine Profiltiefe von 7 mm.

Wie Abbildung 56 zeigt, wurde das Fahrzeug mit verschiedenen Sensoren ausgestattet. Vier WFS von A&D Europe GmbH werden verwendet, um Kräfte und –Momente an der Nabe zu messen, wobei WPS und LGS nach Bedarf an der Vorderachse zusammen mit WFS montiert sind. Um Beschleunigungen am Radträger zu messen, wurde ein triaxialer Beschleunigungssensor am rechten Rad der Vorderachse befestigt. Mithilfe des im Kofferraum eingebauten Automotive Dynamic Motion Analyzer (ADMA)²⁵² werden die Beschleunigungen, Drehraten und Drehwinkeln des Fahrzeugs gemessen. Um die Geschwindigkeiten des Aufbaus relativ zur Fahrbahn in Längs- und Querrichtung zu bestimmen, wird der an der Unterseite des Fahrzeugs montierte Correvit® S-350 Sensor²⁵³ eingesetzt. Diese Signale sind über einen privaten Mess-CAN mit dem CAN-Messsystem von Vector Informatik GmbH verbunden. ESC-interne Größen wie Lenkradwinkel, Bremsdruck, Gierrate des Fahrzeug-CAN werden über dasselbe CAN-Messsystem erfasst. Deshalb ergibt sich eine gemeinsame Zeitbasis für alle Signale. Darüber hinaus ist eine zusätzliche Energieversorgung der Messtechnik implementiert. Um die Betriebszeit zu verlängern, ist eine Zusatzbatterie im Kofferraum durch Elektronik und Relais trennbar mit dem Fahrzeuggenerator verbunden.

²⁵¹ siehe Abbildung 2

²⁵² GeneSys Elektronik GmbH: Bedienungsanleitung ADMA, 2009.

²⁵³ Kistler Group: Betriebsanleitung Correvit® S-350, 2012.



Abbildung 56: Messkonzept im Versuchsfahrzeug für Fahrversuche

Für diese Arbeit relevante fahrzeugtechnische Daten sind im Anhang B (Tabelle 9.4) zusammengefasst.

4.7 Versuchsmethodik zur Durchführung von Fahrversuchen

4.7.1 Versuchsvorbereitungen und –bedingungen

Ziel dieser Arbeit ist die Auswertung der Einflussfaktoren der Raddynamikmesstechnik auf die Messwerte und die Messung der μ -Schlupf-Kurve. Daraus ergibt sich die Anforderung an das Versuchsdesign, alle weiteren Einflüsse zu kontrollieren und möglichst konstant zu halten. Der Reifeninnendruck wird vor jedem Versuch auf 2,5 bar eingestellt, zudem wird der Tankstand des Versuchsfahrzeugs dokumentiert. Der statische Nullabgleich des WPS wird auf der gleichen Stelle auf ebener Fahrbahn ohne Fahrer mit entspanntem Fahrwerk durchgeführt. Die Reibwerte der Reifen μ sind temperaturabhängig, ein Temperaturanstieg des Reifens führt zu einer Reifeninnendruckerhöhung. Vor Beginn einer Versuchsreihe werden ABS-geregelte Aufwärmbremsungen durchgeführt, bis sich eine konstante Brems Scheibentemperatur einstellt, wobei die Temperatur durch Löcher des WFS vom untersuchten Rad mit Laser-Infrarot-Thermometer gemessen wird. Die Zykluszeiten zwischen den einzelnen Bremsversuchen werden konstant gehalten und betragen ca. zwei Minuten zwischen den einzelnen Bremsungen. Dadurch bleiben die Brems Scheiben- und Reifentemperaturen zwischen den einzelnen Bremsungen vergleichbar.

4.7.2 Durchführung der Bremsversuche

Fahrbahnen

Bremsversuche in Geradeausfahrt werden mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 100 km/h auf dem August-Euler-Flugplatz in Griesheim durchgeführt. Dort stehen zwei Fahrstrecken mit unterschiedlichen stochastischen Fahrbahnunebenheiten zur Verfügung. Da die Fahrbahnunebenheit im Frequenzbereich bis ca. 30 Hz die intensivste Erregerquelle für das schwingungsfähige System des Fahrzeugs darstellt, wird die stochastische Fahrbahnanregung zur Untersuchung des Vertikaldynamikeinflusses herangezogen. Die Anfangsgeschwindigkeit $v_{x,0}$ wird über den Fahrgeschwindigkeitsregler des Fahrzeugs auf stets den gleichen Wert eingestellt.



Abbildung 57: links: Landebahn mit höherer Fahrbahnunebenheit, rechts: Taxiway mit geringerer Fahrbahnunebenheit

Für die Reproduzierbarkeit des Fahrversuchs wird die Fahrspur in Straßenlängsrichtung bzw. Querrichtung vorgeschrieben. In den Fahrversuchen erfolgt die Positionierung durch die abgesetzten Pylonen und die Lichtschrankensensoren.

Fahrbahnanregung

Das Überfahren von Einzelhindernissen ist ein wichtiger Anteil für die Analyse der Vertikaldynamik. Die Abbildung 58 stellt das Versuchsdesign der Bodenwellenüberfahrt dar. Das kleinere Hindernis dient zur Erzeugung der Hysterese in der gemittelten μ -Schlupf-Kurve.

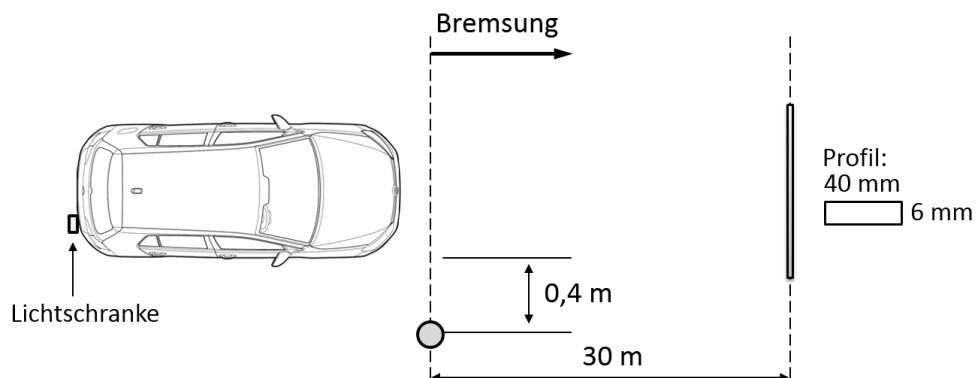


Abbildung 58: Überfahren von Einzelhindernissen

Bremsdruckverläufe

Vier Bremsdruckverläufe werden bei den Versuchen ausgewählt (Abbildung 59) und durch den Fahrer mithilfe der echtzeitigen Rückmeldung vom Messsystem umgesetzt. Die Vollbremsung hat den Vorteil, durch ABS-Eingriff den Einfluss vom Fahrer zu beseitigen, um eine gute Reproduzierbarkeit zu erreichen. Eine leichte Bremsung wird für die Untersuchung der μ -Schlupf-Kurve im linearen Bereich verwendet. Eine stark pulsierende Bremsung wird für die Auswertung der starken Bremsdruckschwankung durchgeführt. Durch Bremsdruckänderung und ABS-Eingriff wird das System angeregt, um die Einflüsse der Anregungen auf die ermittelte μ -Schlupf-Kurve zu untersuchen. Beim allmählich steigenden Bremsdruck fährt das Versuchsfahrzeug am Anfang über die kleine Schwelle, wobei der Einfluss der Bremsdruckänderung gering ist. Am Ende des Bremsvorgangs erreicht der Bremsdruck einen hohen Wert, zu diesem Zeitpunkt greift die ABS-Regelung ein.

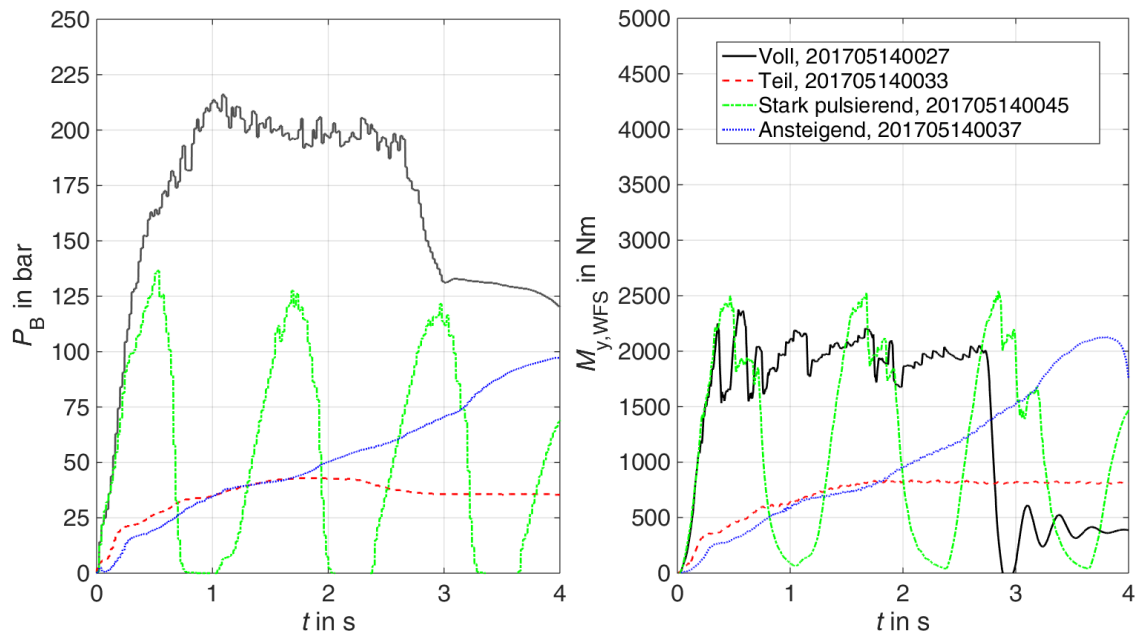


Abbildung 59: Bremsdruckverläufe (Beispiele)

5 Modellierung der Raddynamikmesstechnik

5.1 Zielsetzung

Um das dynamische Messverhalten des WFS zu verstehen und zur Vorbereitung von experimentellen Untersuchungen, wird im Rahmen dieser Arbeit die Messtechnik anhand der Ergebnisse aus der Literaturrecherche zur Fahrdynamiksimulation modelliert. Im ersten Schritt ist es wichtig, die vertikale In-Plane-Kraftübertragung vom stehenden Reifen mithilfe von Messmodellen verschiedener Detailierungsgrade und linearer Komponenten nachzubilden und zu validieren. Der Gedanke dahinter ist, ein möglichst simples Modell zu finden, das in passendem Frequenzbereich mit entsprechenden Randbedingungen valide ist. Anhand der erstellten Modelle wird ihre Parametersensitivität analysiert und demnach die Methoden zur Parametrierung abgeleitet. Danach wird das Modell für Bremsversuche mit rotierendem Rad erweitert.

5.2 Anforderungen

Nach Zielsetzung dieser Arbeit werden die Anforderungen wie folgt definiert:

- Physikalische Modellbildung für den Frequenzbereich bis über 60 Hz.
- In-Plane-Messung des WFS soll im Modell berücksichtigt werden.
- Die Kräfte am Reifenauflandpunkt sollen in der Simulation berechnet werden.
- Die Komponenten sollen möglichst mit linearen Ansätzen modelliert werden. z. B. mit linearen masselosen Federn und Dämpfern.
- Alle Massen werden als konstant angenommen.
- Modellierung der Prüfstandsversuche und der Kerneigenschaften von Fahrversuchen.
- Modulare Modellbildung und übertragbare Parametrierung.
- Geringe Rechenzeitanforderungen.

5.3 Modellannahmen

5.3.1 Messung des WFS

Wie bereits in Abschnitt 2.3.3 diskutiert, besitzt der eingesetzte WFS eine Eigenfrequenz von über 2 kHz, die damit viel höher als der interessierende Frequenzbereich liegt. Unter dieser Annahme kann das WFS-Messmodell durch ein Feder-Dämpfer-Masse-System mit hoher Steifigkeit und geringer Dämpfung nachgebildet werden. Wie Abbildung 60 zeigt, wird die Masse des WFS in obere und untere Teile für die Messung in z -Richtung oder in innere und äußere Teile für das rotierende Rad aufgeteilt. Die Kräfte und Momente der Feder- und Dämpferelemente dazwischen repräsentieren die Messwerte des WFS, wobei die zwei Teile jeweils durch entsprechende Adaption mit dem Radträger und der Felge verbunden sind. In der Modellierung des WFS-Messmodells ist es wichtig zu wissen, wo genau sich die äquivalente Messstelle für die Simulation befindet. Die Parameter für die Aufteilung der Masse können zum einen durch Abwiegen der einzelnen Teile, zum anderen durch die gemessenen Kraftübertragungen²⁵⁴ gut abgeschätzt werden. Da die Steifigkeit des WFS relativ hoch ist, ist zu beachten, dass die Abtastrate der Simulation auch hochgehalten werden muss, um potenzielle numerische Probleme zu vermeiden. Wenn die zu untersuchende Frequenz des Systems weit unterhalb der Eigenfrequenz des WFS liegt und damit die Eigenfrequenz des WFS keinen Einfluss auf die Messergebnisse hat, dann können die Messergebnisse durch die Trägheitskräfte oder -momente der aufgeteilten Masse ermittelt werden, um den Rechenaufwand zu reduzieren.

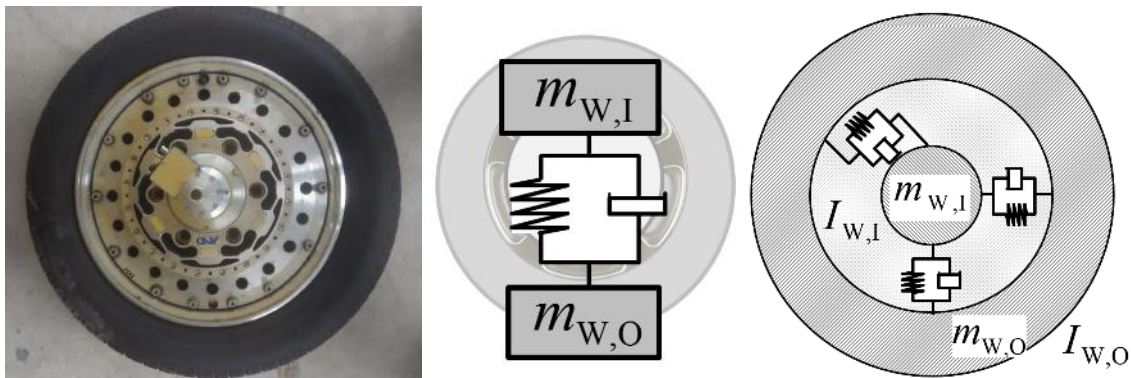


Abbildung 60: links: Rad mit WFS, Mitte: WFS-Messmodell für z -Richtung, rechts: WFS-Messmodell für In-Plane-Messung

5.3.2 Punktkontaktmodelle

Für die Kraftmessung in z -Richtung werden in dieser Arbeit zwei analytische Modelle durch Masse-, lineare Feder- und Dämpferelemente erstellt. Der Gedanke dahinter ist, die möglichst einfachen Modelle zu finden, die in passendem Frequenzbereich valide sind. Die Ergebnisse werden durch die Berechnung der Modelle im Zustandsraum erfolgen, wobei der Vorteil des analytischen Ansatzes in der kurzen Rechenzeit liegt. Dadurch wird

²⁵⁴ siehe Kapitel 6

eine effiziente Auswertung der Modelle ermöglicht. Zu Nachteilen des Ansatzes gehören die fehlende Nichtlinearitäten in Kraftkomponenten und die Schwierigkeiten in der Modellierung des rotierenden Rades.

Rad als Einmassenschwinger

Der einfachste Modellierungsansatz bei dieser Forschung betrachtet das Rad mit dem Reifen und der Felge als Einmassenschwinger m_{W1} . Das ist auch die am häufigsten angenommene Modellvorstellung. Damit wird die fehlende dynamische Kraft zwischen WFS und Fahrbahn nachgebildet. Die Kontaktkraft am Reifenaufstandspunkt wird durch die äquivalente Seitenwandsteifigkeit und –dämpfung berechnet.

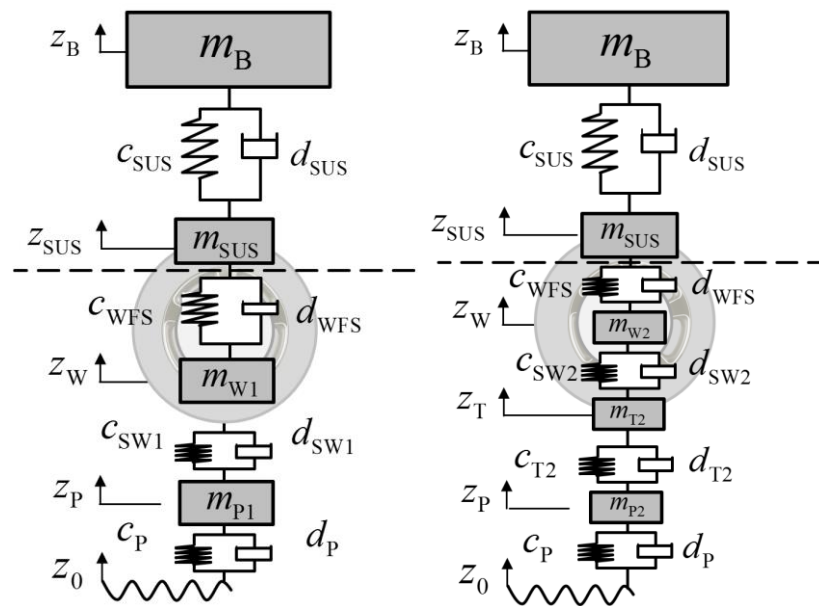


Abbildung 61: Viertelfahrzeugmodell mit WFS-Messung; links: Einmassenschwinger-Modell, rechts: Zweimassenschwinger-Modell

Rad als Zweimassenschwinger

Im Gegensatz dazu beschreibt das Zweimassenschwinger-Modell die Reifenkontaktfläche als eine eigenständige Masse, wobei die Summe der Massen m_{T2} und m_{W2} in der Regel gleich m_{W1} ist. Der Vorteil des Modells ist, die Eigenschwingung des Reifengürtels mit möglichst geringer Komplexität zu simulieren.

Viertelfahrzeugmodell

Die Massen des Fahrzeugaufbaus m_B , die Steifigkeit der Feder der Radaufhängung k_{SUS} , die Dämpfung der Radaufhängung d_{SUS} , die reifengefederte Masse m_{SUS} ohne den Reifen und die Felge werden verwendet, um die vertikaldynamische Schwingung des Fahrzeugs vereinfacht darzustellen²⁵⁵.

²⁵⁵ Reichel, J.: Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer, 2003, S. 33.

Hydropulser

Bei den Versuchen auf dem Hydropulser wird die Radmitte auf einer steifen Basis fixiert, die durch die gestrichelte Linie in Abbildung 61 dargestellt wird, wobei der Reifen und der WFS zwischen der Anregung und der fixierten Radmitte liegen.

5.3.3 In-Plane-Rigid-Ring-Modell

Die Starrkörpermoden des Gürtels werden durch das In-Plane-Rigid-Ring-Modell²⁵⁶ beschrieben, darüber hinaus wird die Messdynamik der Messungen der Längskraft und des Bremsmoments realisiert. Da die meisten in der Literatur gefundenen In-Plane-Rigid-Ring-Modelle vermarktet sind, ist die interne Berechnung der Modelle nicht immer zugänglich. Außerdem ist der Einbau des Messmodells des WFS nicht möglich. Aus diesen Gründen wird ein In-Plane-Rigid-Ring-Modell anhand der Literaturrecherche für die Untersuchung dieser Arbeit in Simulink erstellt. Heutzutage ist die Rechenzeit der Simulation mit einem normalen PC ausreichend schnell, zudem bietet die Modellierung in Simulink zahlreiche Möglichkeiten in der Modellerweiterung. Das erstellte Modell wird, wie in Abbildung 62 dargestellt, in ein Viertelfahrzeugmodell mit Elastizität in Längsrichtung integriert, wobei die Radlastverschiebung und das Nicken des Aufbaus vernachlässigt werden. Das Modell besteht aus verschiedenen Komponenten, damit die Elastizität in der Reifenseitenwand und im Fahrwerk simuliert werden können. Darüber hinaus werden die radialen Federn und Dämpfer in dieser Arbeit als physikalische Kraftelemente, die um ihren Fixpunkt an den Ringen drehbar sind, modelliert. Die Drehungen der einzelnen Komponenten werden auch durch die entsprechenden Differenzialgleichungen berechnet.

Die Auswertung mit diesem erweiterten Viertelfahrzeugmodell erfolgt jedoch nur qualitativ, um die Einflussfaktoren in den Messungen zu untersuchen, da eine Referenzmessung in Fahrversuchen nicht einfach realisierbar ist. Trotzdem wird es angestrebt, sich den verwendeten Parametern des Modells mit einem linearen Ansatz dem Versuchsfahrzeug anzunähern. Für die translatorische Schwingung des Reifens sind die Parametrierung des Zweimassenschwinger-Modells direkt übertragbar, da die Modellkonstruktion in x - und z -Richtung identisch ist. Die Parameter für die Rotation des Rades werden anhand der Messergebnisse aus der Modalanalyse bestimmt.

²⁵⁶ siehe Abschnitt 2.5

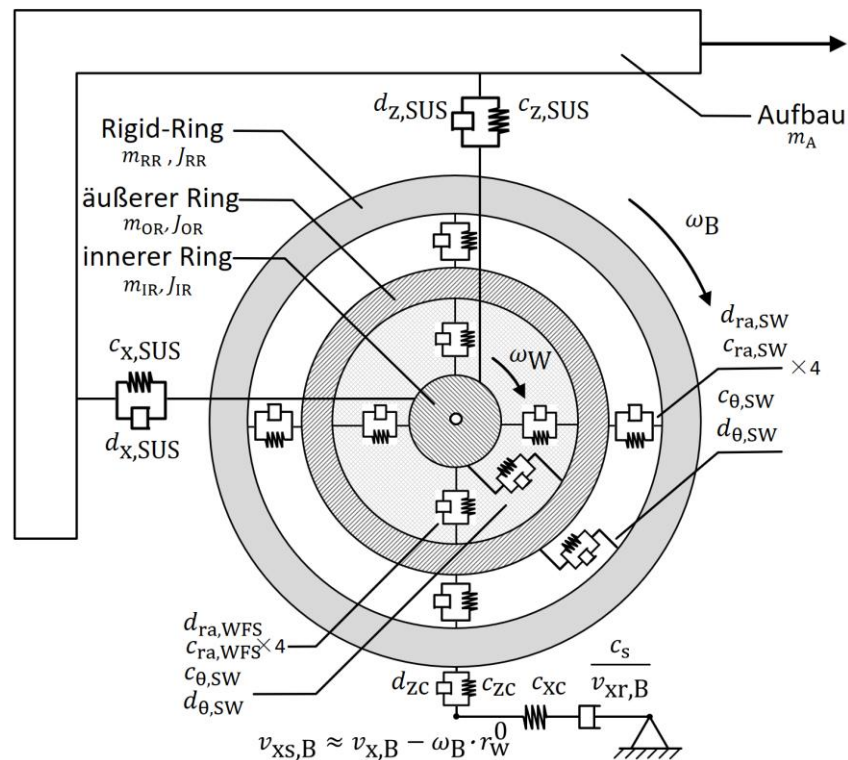
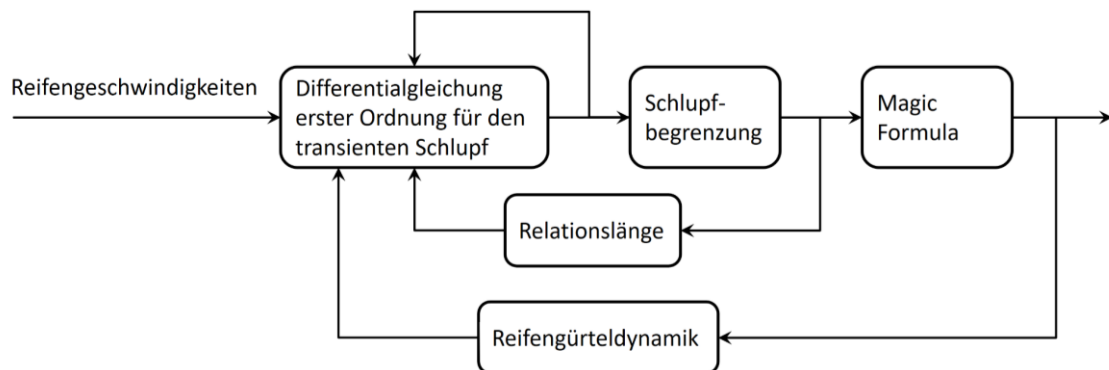


Abbildung 62: Das erstellte In-Plane-Rigid-Ring-Modell²⁵⁷

Die quasi-statischen Kennlinien des Reifens werden durch das Magic-Formula-Modell berechnet. Weiterhin wird das Relaxationsverhalten der transienten Längskraft durch das Kontaktmodell realisiert, wobei das zusätzliche Moment für die Simulation des Rollwiderstandes in dieser Arbeit vernachlässigt ist. Die Modellstruktur für die Berechnung der Längskraft am Kontaktpunkt wird in Abbildung 63 veranschaulicht.

Abbildung 63: Modellstruktur des Kontaktmodells²⁵⁸

Hier wird die Berechnung der Längskraft der Reifenkontaktfläche wie folgt definiert²⁵⁹:

²⁵⁷ nach Zegelaar, P. W.: The dynamic response of tyres to brake torque variations and road, 1997, S. 168.

²⁵⁸ nach Pacejka, H. B.: Tyre and Vehicle Dynamics, 2006, S. 436.

²⁵⁹ Zegelaar, P. W.: The dynamic response of tyres to brake torque variations and road, 1997, S. 167ff.

Die Radlast wird durch die Reststeifigkeit und den Restdämpfer am Reifenkontaktpunkt bestimmt. Bei kurzwelligen Unebenheiten kann die Fahrbahnhöhe z. B. mit Hilfe des Enveloping-Modells²⁶⁰ durch die effektive Fahrbahnhöhe ersetzt werden.

Die Schlupfgeschwindigkeit $v_{xs,B}$ berechnet sich aus der Differenz zwischen der Rigid-Ring-Mittengeschwindigkeit $v_{x,B}$ und der rechnerischen Rigid-Ring-Umfangsgeschwindigkeit $v_{xr,B}$, wobei hier die Rollradiusänderung Δr_w vernachlässigt wird²⁶¹.

$$v_{xs,B} = v_{x,B} - v_{xr,B} = v_{x,B} - \omega_B \cdot (r_w^0 + \Delta r_w) \approx v_{x,B} - \omega_B \cdot r_w^0 \quad (5.1)$$

Die Relaxationslänge σ_c nimmt mit zunehmendem Schlupf ab und ist definiert als das Verhältnis zwischen der realen Schlupfsteifigkeit c_s und der Schlupfsteifigkeit bei freirollendem Rad c_{s0} , multipliziert mit der Relaxationslänge beim Freirollen σ_{c0} . Hier in dieser Arbeit ist die Relaxationslänge des Kontaktmodells σ_{c0} bei der Radlast von 4000 N als die Hälfte der Kontaktlänge $a_c \approx 6$ cm vereinfacht definiert, da die Relaxationslänge des Kontaktmodells im Vergleich zu den translatorischen Seitenwandsteifigkeiten und den Seitenwanddrehsteifigkeiten eine relativ untergeordnete Rolle spielt²⁵⁹.

$$\sigma_c = \frac{\sigma_{c0}}{c_{s0}} \frac{\partial F_x}{\partial S_{xc,B}} = \sigma_{c0} \frac{c_s}{c_{s0}} \quad (5.2)$$

Das transiente Verhalten des Kontaktmodells wird durch die Differentialgleichung erster Ordnung für den Längsschlupf der Kontaktfläche S_{xc} dargestellt:

$$\sigma_c \frac{dS_{xc}}{dt} + |v_{xr,B}| S_{xc} = -v_{xs,B} \quad (5.3)$$

Schließlich wird der Längsschlupf S_{xc} zusammen mit der Radlast F_{zc} und dem Reibwert μ als Eingänge zu den quasi-statischen Magic-Formula-Reifenkennlinien verwendet, um die resultierende Längskraft des Reifenkontaktpunkts F_{xc} zu ermitteln.

$$F_{xc} = MF(S_{xc}, F_{zc}, \mu) \quad (5.4)$$

5.4 Parametrierungsmethodik

Bei der Reifenmodellierung ist die Parameteridentifikation ein wichtiges Thema. In diesem Abschnitt wird die Methode, mit der die speziellen Parameter von den o.g. Reifenmodellen identifiziert werden, vorgestellt.

Die Parametrierung wird nach der Literatur in drei Gruppen eingeteilt:

- Statische Messung für die Bestimmung der Steifigkeit
- Dynamische Messung für die Ermittlung der Übertragungsfunktion und der Dämpfung

²⁶⁰ Schmeitz, A. J.: A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre, 2004, S. 12.

²⁶¹ siehe Abschnitt 2.6.5

- Modalanalyse

5.4.1 Multi-Parameteridentifikation

Eine besondere Herausforderung der Modellierung ist die Multi-Parameteridentifikation. Mit steigendem Freiheitsgrad wird der Parametrierungsaufwand größer. Deshalb muss dafür eine Methodik entwickelt werden. Der Gedanke dahinter ist, dass die Anzahl der zu untersuchenden effektiven Kriterien höher als die Anzahl der Freiheitsgrade der Parameter ist. Zusammen mit den vordefinierten Rahmenbedingungen kann das Problem der Multi-Parameteridentifikation durch einen iterativen Prozess gelöst werden. Die ausgewählten Kriterien sind:

- Form der Übertragungsfunktionen
- Eigenfrequenz
- Dämpfung
- Modalanalyse

5.4.2 Sensitivitätsanalyse

Wenn ein Kriterium nur von einem Parameter abhängig ist, kann der Parameter direkt identifiziert werden. Für die Multi-Parameteridentifikation werden Sensitivitätsstudien eingesetzt, um die Abhängigkeit der Simulationsergebnisse von einzelnen Parameter zu bestimmen und die Parameter festzulegen. Anhand der erstellten Sensitivitätsreihenfolge erfolgt ein iterativer Prozess und der Parametrierungsvorgang wird gestoppt, wenn die vordefinierten Kriterien erfüllt sind.

5.4.3 Trägheitsmomente und Massen des Rades

Die Bestimmung der Radträgheitsmomente um die Rotationsachse erfolgt durch einen Pendelversuch. Durch die Messung der mittleren Schwingungsdauer der Pendelaufhängung wird die Rotationsträgheit des Rades ermittelt.



Abbildung 64: Bestimmung der Trägheitsmomente; (a) Pendel, (b) Reifen, (c) Reifen mit der Originalfelge, (d) Reifen, Adaptionfelge und WFS

Die Massen des Rades wurden ebenfalls gemessen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5.1 aufgelistet.

Tabelle 5.1: Gemessene Trägheitsmomente und Massen des Rades

| | Masse in kg | Trägheitsmoment in kgm ² |
|-------------------------------------|-------------|-------------------------------------|
| Reifen (R16) | 9,0 | 0,77 |
| Reifen und Originalfelge (R16) | 17,9 | 1,07 |
| Reifen, WFS und Adaptionfelge (R16) | 22,5 | 1,15 |
| Reifen, WFS und Adaptionfelge (R20) | 28,2 | 2,51 |

5.4.4 Modalanalyse

Bei bestimmten Frequenzen schwingt der Reifen im Bereich seiner Eigenfrequenzen. Mithilfe der experimentellen Modalanalyse lassen sich Bauteile in Bezug auf ihre strukturendynamischen Eigenschaften präzise beschreiben. Durch die Übertragungsfunktionen (engl. Frequency Response Function, FRF) von der Anregung auf die Beschleunigungen an verschiedenen Stellen können die modalen Daten wie Resonanzfrequenzen, Dämpfung und Modalformen identifiziert werden, wobei die Eigenfrequenz von den Stellen der Überhöhungen in FRF, die Dämpfung von ihrer Breite und die Modalform von den Amplituden und Phasen der einzelnen Messstelle abhängt²⁶².

Für die Anregung stehen der Hammerschlag und ein elektrodynamischer Shaker zur Verfügung. Die Hauptaufgabe der Analyse besteht darin, die Starrkörpermoden des Gürtels zu identifizieren, dazu zählen unter anderem:

- In-Plane (Rigid-Ring): In-Phase, Torsion, Vertikalbewegung, Längsbewegung
- Out-of-Plane: Sturz, Gieren, Querbewegung

Als Nebenaufgaben wird das Ergebnis für die Identifikation und die zukünftige Modellierung der Eigenschwingung des Gürtels vorgesehen. Es ist aufgrund der einfachen Durchführung und der kleineren Einflüsse auf die Konstruktion vorteilhaft, im Mittelfrequenzbereich unterhalb ca. 200 Hz die Analyse per Hammerschlag durchzuführen. Bei einer Frequenz höher als 200 Hz sind die Schwingungen sehr stark gedämpft, erst dann wird ein elektrodynamischer Shaker benötigt, um mehr Energie im Hochfrequenzbereich einzubringen²⁶³.

Versuchsaufbau

Die experimentelle Modalanalyse wird am Reifen des Typs Pirelli CINTURATO™ P7™ der Größen 205/55 R16 (94V) vom Versuchsfahrzeug mit fixierter Nabe durchgeführt, um die modalen Eigenschaften wie Eigenfrequenz, Schwingungsform und Dämpfung mit Variationen in drei Reifendrücken (1,5 bar, 2,5 bar, 3,5 bar) zu extrahieren. Wie Abbildung 65 zeigt, wird der Hammerschlag in Radialrichtung durchgeführt, wobei die Aufschlagkraft mit einem piezoelektrischen Kraftaufnehmer gemessen wird. Darüber hinaus wird der Impuls klein gehalten, um ein lineares Verhalten des Reifens zu erfassen. Die piezoelektrischen 3-achsigen Beschleunigungssensoren werden je 45 Grad gleich verteilt

²⁶² Zegelaar, P. W.: Modal Analysis of Tire In-Plane Vibration, 1997, S. 4.

²⁶³ Chittilla, K. et al.: Effect of Excitation Methods on Experimental Modal Analysis, 2013, S. 5.

an der Reifenlauffläche und auf der Seitenwand aufgeklebt, wobei ihre z-Richtung sich radial nach außen ausrichtet. Zusätzlich werden noch zwei Beschleunigungssensoren an der Nabe angebracht, um die Rotation der Reifenlauffläche um die Drehachse zu erkennen. Da der Schwerpunkt in der Modellierung des Rigid-Rings liegt, sollte die Anzahl der Sensoren für die Identifikation von In-Plane-Eigenschwingung (Abschnitt 2.5) sogar bis 6. Ordnung ausreichend sein. Die erfasste Schwingungsform im Hochfrequenzbereich und die Out-of-Plane-Schwingungsform (Anhang C.1) werden in der Zukunft für weitere Modellierung von Flexible-Ring-Modellen oder Out-of-Plane-Modellen verwendet.

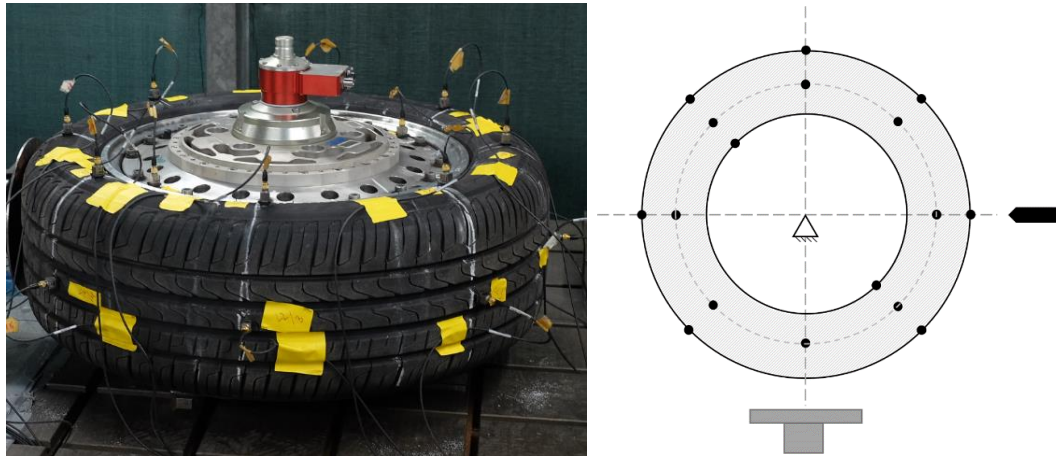


Abbildung 65: Versuchsaufbau zur Modalanalyse: Die Positionen der Beschleunigungssensoren und des Hammerschlages.

Ergebnisse

Abbildung 66 stellt beispielsweise das MAC (Modal Assurance Criterion) - Ergebnis beim Reifendruck von 2,5 bar dar, die diagonalen Elemente zeigen Werte von 100 % und die prozentualen Fehler weg von der Diagonalen sind in der Regel weniger als 2 %. Das weist darauf hin, dass die durch Hammerschlag angeregten Modi des Reifens klar und deutlich sind.

Die In-Plane-Modi des Reifens sind der vertikale Modus (der Ring bewegt sich in vertikaler Richtung), der Längsmodus (der Ring bewegt sich in Längsrichtung) und der Torsionsmodus (gleichphasig: der Ring dreht sich mit der Felge, gegenphasig: der Ring dreht sich gegen die Felge). Abbildung 67 zeigt, dass die In-Plane-Rigid-Ring-Modi des Reifens mit und ohne Belastung unterhalb 100 Hz liegen. Der vertikale Modus und der Längsmodus im unbelasteten Zustand sind identisch, wobei im belasteten Zustand zwei gleichphasige und gegenphasige Torsionsmodi aufgrund der Reifenkontaktfläche zu erkennen sind. In Anhang C.1 werden die vollständigen Ergebnisse der Modalanalyse aufgelistet.

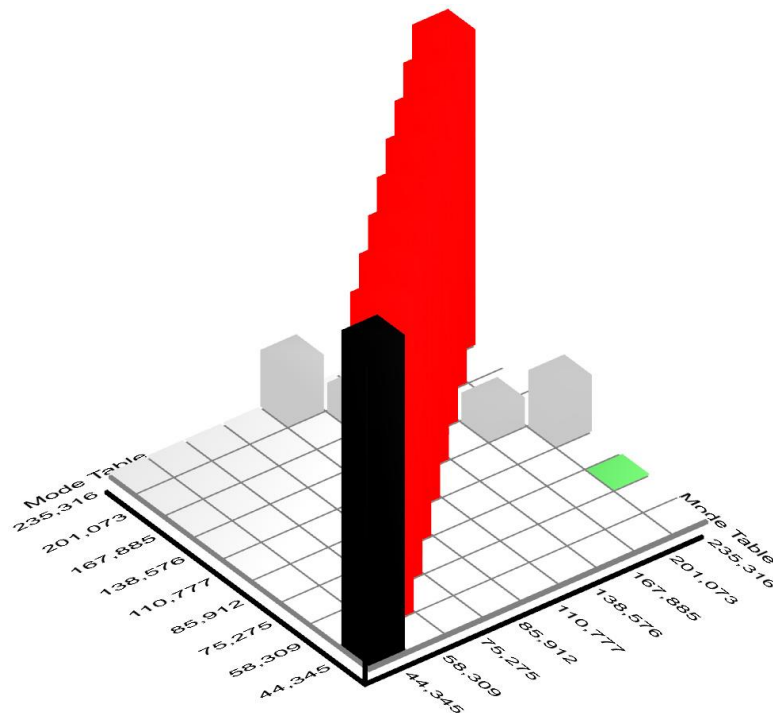


Abbildung 66: MAC-Ergebnis mit Reifendruck von 2,5 bar

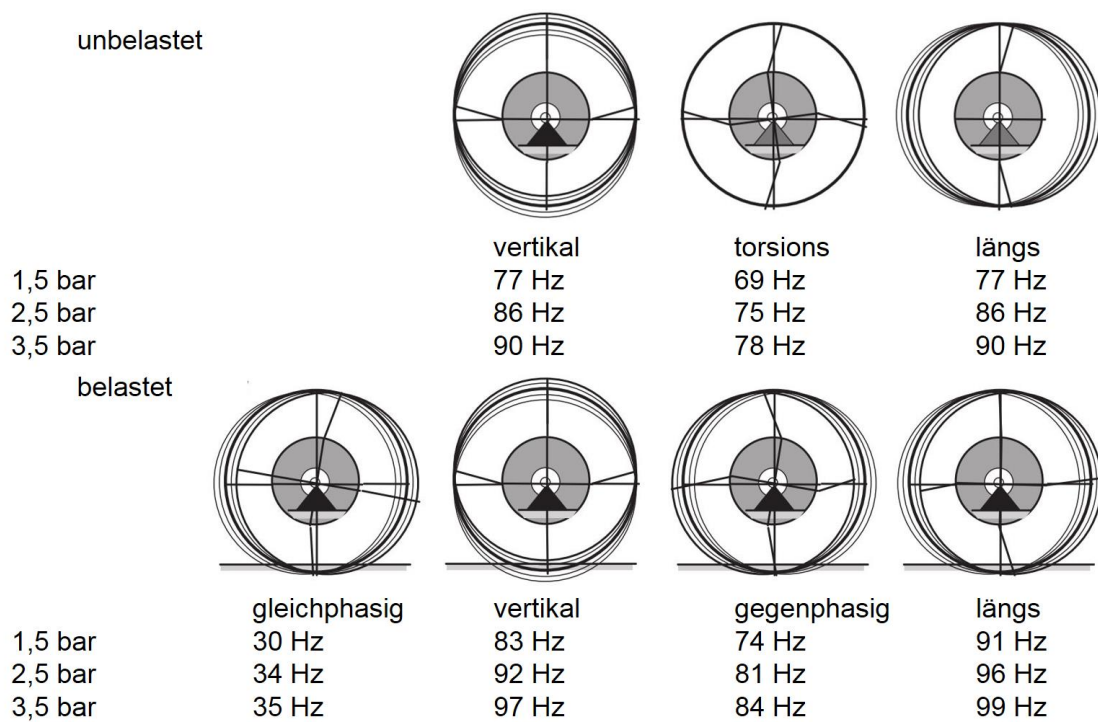


Abbildung 67: In-Plane-Modi des Reifens²⁶⁴

²⁶⁴ nach Siramdasu, Y.: Discrete Tire Model Application for Vehicle Dynamics Performance, 2015, S. 19ff.

5.5 Fazit

In diesem Kapitel wird die Modellierung des dynamischen Reifenmodells unter Betrachtung der Messdynamik des WFS erläutert. Nach den erstellten Anforderungen für diese Untersuchung werden die Messwerte des WFS in der Modellierung der Simulationsmodelle abgebildet. Eine Vernachlässigung der WFS-Messwerte in der Modellierung ist durch die Trägheitskompensation und die bekannte äquivalente Messstelle zwar möglich, jedoch nur unter der Annahme, dass die Eigenfrequenz des WFS weit über der zu untersuchenden Frequenz liegt. Zur Simulation der Vertikaldynamik mit dem Viertelfahrzeugmodell und mit dem fixierten Rad auf dem Hydropulser werden zwei analytische Punktkontaktmodelle mit linearen Modellierungsansätzen erstellt, wobei das Rad als Einmassenschwinger und als Zweimassenschwinger betrachtet wird. Zudem wird das In-Plane-Rigid-Ring-Modell verwendet, um die Starrkörpermoden des Reifengürtels bis ca. 100 Hz und das drehende Rad zu simulieren. Je höher die Komplexität der Modelle, desto größer ist ihr Parametrierungsaufwand. Daher wird anschließend die notwendige Parametrierungsmethodik in den statischen und dynamischen Messungen sowie in der Modalanalyse für die erstellten Modelle vorgestellt. Um die Probleme der Multi-Parameteridentifikation zu lösen, werden vielfältige Kriterien für die Bestimmung der Parameter definiert. Die Ergebnisse der Modalanalyse können nicht nur für die Parametrierung der Modelle in dieser Arbeit, sondern auch für die Modellerweiterung zur Simulation von Flexible-Ring-Modellen oder Out-of-Plane-Modellen genutzt werden.

6 Vertikaldynamisches Messverhalten

6.1 Vierstempelprüfstand

6.1.1 Zielsetzung

Eine stochastische Anregung und ein Sinus-Sweep-Signal von 1 bis 30 Hz mit 2,5 mm Amplitude Stempelweg werden vorgegeben. Die Eigenfrequenz der Karosserie und des Rades liegt in diesem Bereich. Das Ziel in diesem Abschnitt ist, die Charakteristik des dynamischen Messverhaltens von WFS auf dem Vierstempelprüfstand mit unterschiedlichen Dämpfungseinstellungen zu identifizieren.

Aus der Literaturrecherche geht die Annahme hervor, dass die Trägheitskraft vom Teil des Rades die Ursache für die in der Motivation vorgestellte Abweichung in der dynamischen Radlastmessung ist. Zur Überprüfung dieser Annahme wird folgende Hypothese definiert:

H6.1 *Die Kraftdifferenz zwischen der Kraftmessung des WFS und der dynamischen Radlast ist bis 30 Hz komplett durch die Trägheitskraft der fehlenden Masse zwischen WFS und Reifenkontaktfläche entstanden.*

Wird der Nachweis erbracht, dass die Kraftdifferenz in diesem Frequenzbereich dem Produkt der Radträgerbeschleunigung und der fehlenden Masse entspricht ($< 5\%$) und der Phasenunterschied gegen null ($< 5^\circ$) geht, gilt die Hypothese H 6.1 als bewährt. Außerdem gilt dies gleichbedeutend für die Überprüfung der Kraftübertragungsfunktion zwischen der durch das Produkt von der oben genannten Masse und der Radträgerbeschleunigung kompensierten Messkraft und der Radaufstandskraft. Wenn der Amplitudengang gegen eins (0,95 bis 1,05) und der Phasengang gegen null (Abweichung $< 5^\circ$) ist, gilt die Hypothese H6.1 auch für diesen Versuch als bewährt. Die Allgemeingültigkeit der Hypothese H6.1 wird falsifiziert, wenn die Übertragungsfunktionen außerhalb des vordefinierten Bereiches liegen.

6.1.2 Synchronisation

Wie im Abschnitt 4.2 beschrieben, muss die Datensynchronisation zwischen drei Signalgruppen überprüft werden.

29.04.2014, stochastische Anregung (Einrad),
Reifendruck: 2,55bar, $I_D = 0900$ mA(mittel), Amplitude: 2mm

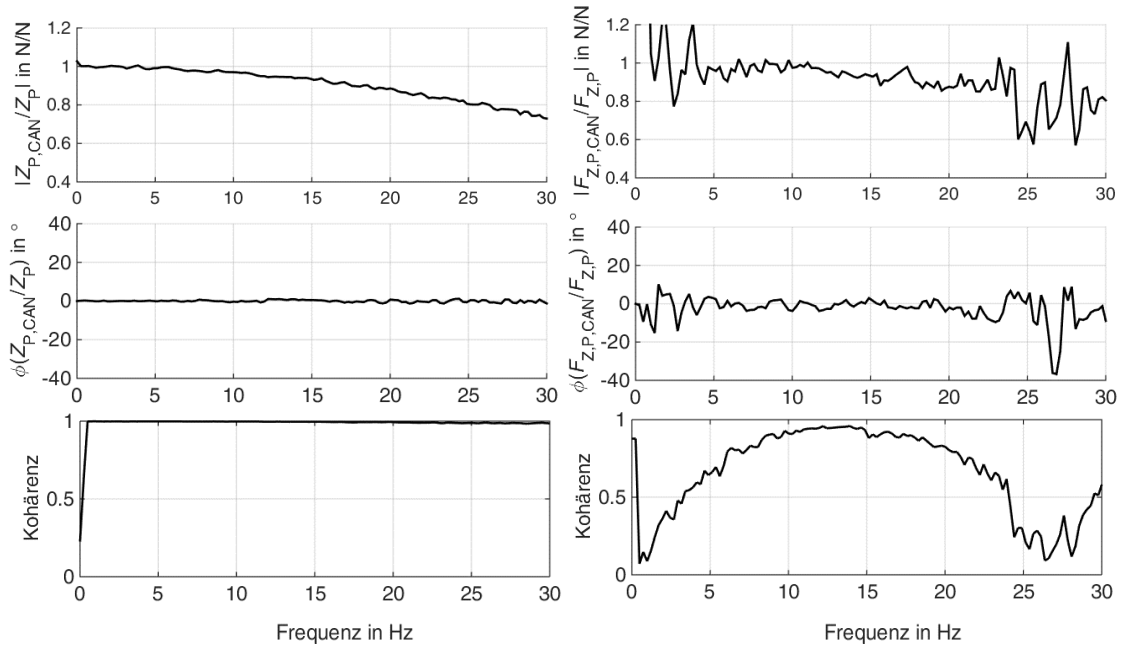


Abbildung 68: Übertragungsfunktion der Vertikalkraft und des Weges zwischen Messwerten über den CAN-Bus und vom Prüfstand mit mittlerer Dämpfung am linken Hinterrad

Zuerst erfolgt die Datensynchronisation durch den Vergleich zwischen zwei Signalen direkt vom Prüfstand und über den CAN-Bus. Nach der Anpassung der Zeitachse wird das Kriterium erfüllt, dass die Phasendifferenz sich an null annähert. In Abbildung 68 ist jedoch in erstaunlicher Weise zu erkennen, dass die Signale über den CAN-Bus die originalen Messdaten vom Prüfstand nicht perfekt repräsentieren. Vermutlich führt der Abtastungsfehler bei der A/D-Wandlung zur frequenzabhängigen Abweichung in den Amplituden (oben links). Bei der Kraftmessung sind die Abweichungen in den Amplituden (oben rechts) und in den Phasen (Mitte rechts) auch auffällig, die aus einer geringen Kohärenz (unten rechts) bei niedrigen und hohen Frequenzen resultieren. Da die Kraft am Radaufstandspunkt durch Gleichung (4.9) mit Hilfe des Wegsignals umgerechnet wird, ist dieser indirekte Messwert gegen Amplituden und Phasen der verwendeten Signale empfindlich. Deshalb wird die Aussagekraft der Ergebnisse hier auf dem Vierstempelprüfstand beschränkt. Die Übertragbarkeit der Erkenntnisse mit diesem Prüfstand auf weitere Prüfstände muss nochmal geprüft werden.

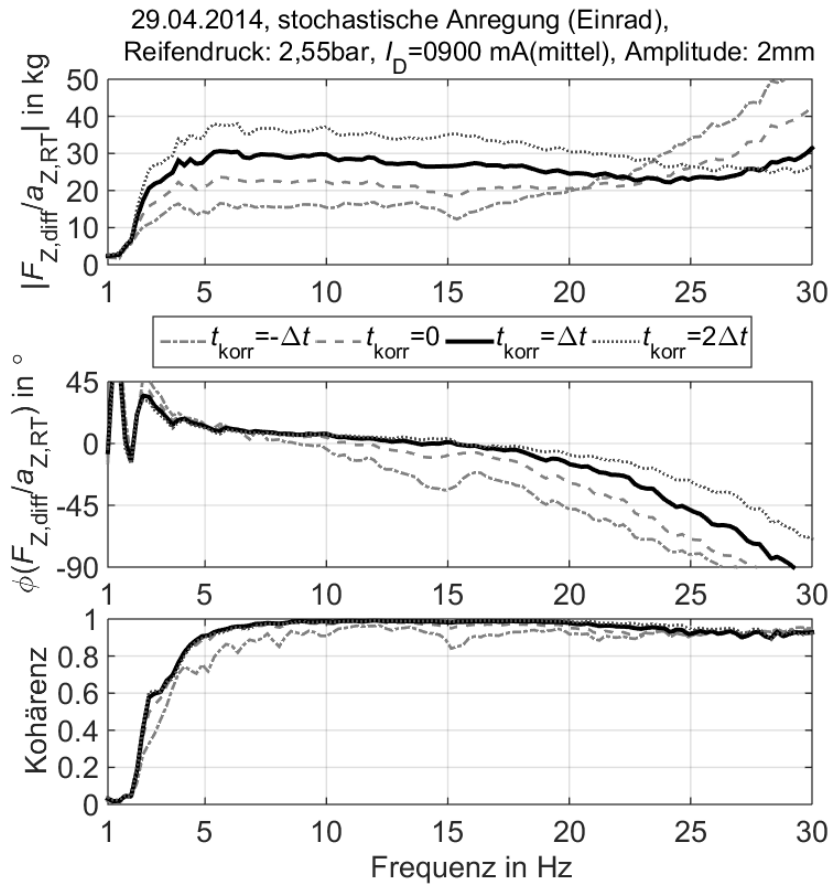


Abbildung 69: Übertragungsfunktion zwischen Differenz der Kräfte (WFS und Radaufstandspunkt) und der vertikalen Beschleunigung am Radträger mit mittlerer Dämpfung am linken Hinterrad

Die Datensynchronisation zwischen der gemessenen Vertikalkraft des WFS und den Signalen vom Prüfstand wird durchgeführt. Der Prüfvorgang erfolgt durch das Verhältnis zwischen der Differenzkraft $F_{z,\text{diff}}$ und der Radträgerbeschleunigung \ddot{Z}_{RT} unter der Annahme²⁶⁵ in Gleichung (6.2), dass die Amplituden der Messsignale korrekt sind und die Differenzkraft durch die Trägheitskraft der Masse m_{w1} von ca. 30 kg zwischen dem WFS und dem Boden entsteht. Demzufolge ist der Amplitudengang dieser Übertragungsfunktion im Frequenzbereich bezogen auf den Zeitverzug t_{korr} des WFS empfindlich. Abbildung 69 zeigt, dass die Kohärenz erst ab ca. 5 Hz größer als 0,9 ist. Wegen der begrenzten Genauigkeit und Empfindlichkeit des Serienbeschleunigungssensors und der fehlenden Anregung bei der Sinus-Sweep-Anregung im niedrigen Frequenzbereich kann das Ergebnis bei niedrigerer Frequenz keine gute Genauigkeit aufweisen. Wie zuvor erwähnt, ist die Validität der Messdaten ab 15 Hz beschränkt. Aus diesen Gründen wird anhand des Amplitudengangs von 5 bis 15 Hz eine Korrektur von einer Zeitschrittweite Δt nach hinten für die Kraftmessung des WFS vorgenommen.

$$F_{z,\text{diff}} = F_{z,c} - F_{z,\text{WFS}} \quad (6.1)$$

$$\frac{F_{z,\text{diff}}}{\ddot{Z}_{\text{RT}}} = m_{w1} \quad (6.2)$$

²⁶⁵ vgl. Kapitel 2.6.2

Im nächsten Schritt wird anhand des Phasengangs dieser Übertragungsfunktion die Zeitkorrektur für Beschleunigungssignale im Frequenzbereich durchgeführt, da die Phasen unter dieser Annahme gleich null sein sollen. Hier wird eine Korrektur der doppelten Zeitschrittweite Δt nach vorne für die Zeitachse der Beschleunigungssignale festgestellt. Ab 15 Hz weicht der Phasengang stark von null ab, wobei keine weitere Maßnahme möglich ist, um die vordefinierte Annahme zu treffen. Deshalb ist die Belastbarkeit der getroffenen Aussage nicht komplett sichergestellt.

Das Ergebnis in Abbildung 69 zeigt, dass die Kraftdifferenz zwischen Vertikalkraft des WFS und der Radlast an der Kontaktfläche von etwa 10 bis etwa 17 Hz der dynamischen Trägheitskraft der Masse zwischen dem WFS und dem Boden entspricht, wobei der Phasenunterschied bei ca. null liegt. Mit beschränkter Belastbarkeit hat sich die Hypothese 6.1 nur in diesem Frequenzbereich für diese Messung bewährt. Daher kann der Großteil der fehlenden Kraft in der Messung des WFS in diesem Frequenzbereich mit einem zusätzlichen Beschleunigungssignal am Radträger kompensiert werden. Weiterhin bedeutet es, dass der Reifen in diesem Frequenzbereich als Starrkörper simuliert werden kann. Außerhalb dieses Frequenzbereiches ist die universelle Hypothese beschränkt widerlegt. Die verwendete Synchronisationsprozedur wird in Abbildung 70 zusammengefasst. Zu beachten ist, dass die Belastbarkeit der Ergebnisse wegen unbekannter Einflussfaktoren noch beschränkt bleibt. In den weiteren Untersuchungen sind die erworbenen Erkenntnisse noch zu überprüfen.

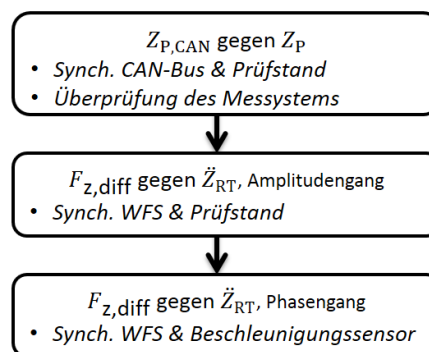


Abbildung 70: Verwendete Synchronisationsprozedur für Versuche am Vierstempelprüfstand

6.1.3 Versuchsergebnisse

Einfluss durch Dämpfereinstellungen

Die Funktionen der Kraftübertragung auf dem Vierstempelprüfstand mit verschiedenen Dämpfereinstellungen (hart, mittel, weich) sind in Abbildung 71 dargestellt. Ähnlich wie die früheren Ergebnisse von Reul in Abbildung 1 hängt das Kraftübertragungsverhalten von der Reifenkontaktfläche zum WFS erwartungsgemäß von der Erregungsfrequenz und den Dämpfereinstellungen ab.

Im niedrigen Frequenzbereich kann die gemessene Vertikalkraft des WFS bei mittlerer und weicher Dämpfung die dynamische Radlast an der Kontaktfläche mit kleiner Pha-

sendifferenz bis etwa 4 Hz mit kleiner Abweichung der Amplituden und Phasen darstellen. Bei harter Dämpfung kann die dynamische Radlast sogar ab ca. 1,5 Hz nicht mehr durch WFS genau ermittelt werden. Oberhalb von etwa 15 Hz wird beobachtet, dass der Unterschied in der Radlastmessung mit einer Phasenänderung von etwa 50° rapide auf etwa 50 % abfällt.

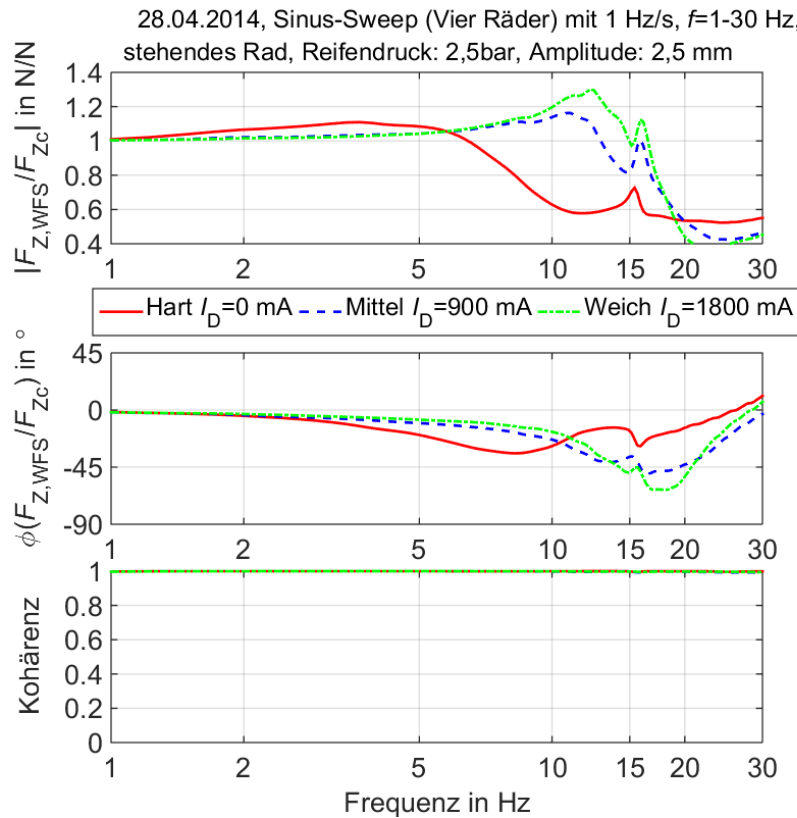


Abbildung 71: Übertragungsfunktion zwischen Vertikalkraft des WFS und vertikaler Latschkraft (Stempelkraft) abhängig von verschiedenen passiven Dämpfereinstellungen am linken Hinterrad

Bei rund 16 Hz ist ein lokaler Peak im Übertragungsverhalten in jeder Versuchsvariante zu identifizieren, was nicht einfach erklärt werden kann. Mögliche Gründe dafür sind der Einfluss der Radaufhängungskonstruktion durch den Hilfsrahmen oder der Einfluss der Eigenschwingungen des Reifens auf die Eigenfrequenzen des Systems. Wenn die Eigenfrequenz bei ca. 16 Hz von den Eigenschwingungen des Reifens abhängig ist, ist es nicht möglich, den fehlenden Kraftanteil in der Messung nur durch die Radträgerbeschleunigung zu kompensieren.

Daraus folgt die existentielle Hypothese:

H6.2 Die Verläufe der von den Dämpfereinstellungen beeinflussten Übertragungsfunktionen und die lokalen Änderungen bei ca. 16 Hz resultieren aus dem Schwingungsverhalten der Radaufhängung.

Diese Hypothese kann durch die Radträgerbeschleunigung geprüft werden. Da das Rad zusammen mit dem Reifen bis ca. 17 Hz für die Kraftübertragung als Starrkörper angenommen werden kann, haben die Dämpfereinstellungen und der Hilfsrahmen einen direkten Einfluss auf die Radträgerbeschleunigung, wodurch die Trägheitskraft vom Teil

des Rades für die Messung der Radlast kompensiert wird. Wenn die Eigenschwingungen des Reifens dabei eine Rolle spielen, ist die Kompensation allein durch die Radträgerbeschleunigung nicht mehr möglich. Eine weitere Falsifizierungsmöglichkeit ist, die gleichen Übertragungsfunktionen auf einem Viertelfahrzeug-Prüfstand zu überprüfen. Die Hypothese bewährt sich, wenn die Kompensation durch Radträgerbeschleunigung bei einem anderen Radaufhängungssystem auch erfolgreich durchgeführt wird. Darüber hinaus hat das vereinfachte Viertelfahrzeug-Konzept keinen Hilfsrahmen. Wenn die lokalen Änderungen in den Übertragungsfunktionen nicht mehr existieren, wird zusätzlich darauf hingewiesen, dass die Verlaufsänderungen der Übertragungsfunktionen nur vom Schwingungsverhalten der Radaufhängung abhängig sind.

Kompensation

Wie vorher erwähnt, wenn die Hypothese H 6.1 in gewissem Frequenzbereich sich bewährt, ergibt sich die kompensierte Radlast des WFS aus Gleichung (6.1) und Gleichung (6.2).

$$F_{z,WFS,Komp} = F_{z,WFS} + m_{w1}\ddot{z}_{RT} \quad (6.3)$$

Eine Schwierigkeit in der Untersuchung besteht darin, dass sowohl die Referenzmessung an der Radaufstandsfläche durch die Trägheitskraftkompensation mit Beschleunigung des Stempels²⁶⁶ als auch die Massekompensation für die Radlastmessung durch die Radträgerbeschleunigung indirekt erfolgen. Diese Messungen stellen sehr hohe Anforderungen an die Dynamik, Genauigkeit und Datensynchronisation der Sensoren und des Messsystems. In Abbildung 72 wird dargestellt, dass die fehlende Stempel-Trägheitskraft mit zunehmender Frequenz einen immer größeren Einfluss hat (grüne Linie), da dieser Kraftanteil, wie Gleichung (4.7) zeigt, proportional zum Quadrat der Anregungsfrequenz steigt. Anhand der blauen Linie lässt sich deutlich erkennen, dass die Kraftdifferenz zwischen Kraftmessung des WFS $F_{z,WFS}$ und der Referenzradlast F_{zc} von ca. 5 Hz bis ca. 30 Hz bei der roten Linie mit Hilfe der zusätzlichen Radträgerbeschleunigung kompensiert wird. Im Gegensatz dazu ist die Kompensation der Phasenänderungen nur bis ca. 17 Hz erfolgreich. Es ist unbekannt, ob die erfasste Kennlinie systembedingt oder von der Unsicherheit des Messsystems beeinflusst ist. Anhand der vorliegenden Ergebnisse wird Hypothese H 6.1 von 5 bis 17 Hz bestätigt. Die lokale Änderung in der Übertragungsfunktion in diesem Frequenzbereich ist jedoch nach der Kompensation durch die Radträgerbeschleunigung, unabhängig von Anregungen (stochastisch oder Sinus-Sweep) und von Dämpfereinstellungen (Anhang C.2), nicht mehr zu identifizieren. Aus diesen Gründen gilt die Hypothese H 6.2 als bewährt. In weiteren Untersuchungen wird die Belastbarkeit der Aussage weiter überprüft.

²⁶⁶ siehe Gleichung (4.9)

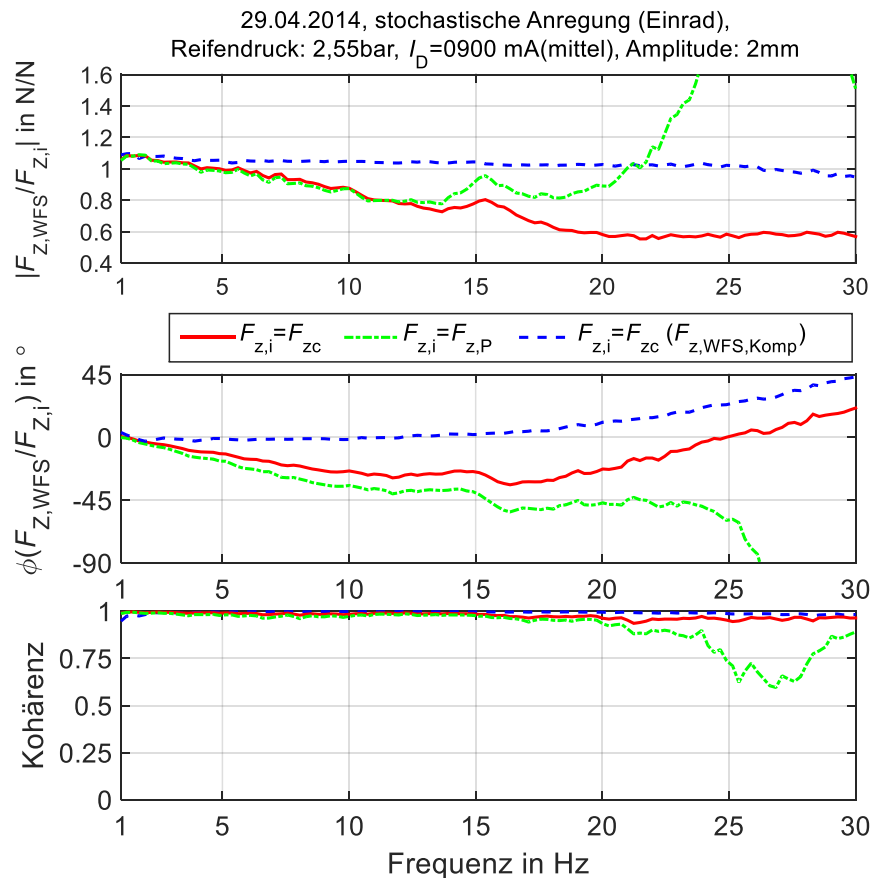


Abbildung 72: Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften mit mittlerer Dämpfung am linken Hinterrad, stochastische Anregung am linken Hinterrad

6.2 Hydropulser

6.2.1 Zielsetzung

Die Versuchsergebnisse auf dem Vierstempelprüfstand zeigen, dass das Schwingungsverhalten der Radaufhängung einen großen Einfluss auf die Kraftdifferenz zwischen Vertikalkraftmessung des WFS und der dynamischen Radlast hat. Welche Rolle die Dynamik des Reifens für das zu untersuchende Thema spielt, ist noch unbekannt. Weiterhin sind die Eigenfrequenzen des Fahrzeugaufbaus, des Rades und der Radaufhängung üblicherweise unterhalb 30 Hz, wobei die Eigenfrequenzen der Eigenschwingungen des Reifens nach der Literatur und der Modalanalyse bis ca. 100 Hz liegen. Deswegen ist es nicht geeignet, den Einfluss des Reifens mit dem Vierstempelprüfstand zu untersuchen. Um eine klare und belastbare Aussage zu treffen, ist es sinnvoll, den Freiheitsgrad des Systems in der Untersuchung an erster Stelle zu reduzieren, die Anforderungen an die Messtechnik zu überprüfen und den Frequenzbereich bis 100 Hz zu erweitern. Aus diesen Gründen werden Versuche auf einem Hydropulser mit fixierter Radmitte durchgeführt, um den Einfluss der Reifendynamik auf das dynamische Messverhalten des WFS zu untersuchen und die entsprechenden Messmodelle zu erstellen.

Abbildung 73 zeigt, dass nichtlineare Elemente wie Reibung und das Maxwell-Element für die Simulation der dynamischen Steifigkeit, die mit zunehmender Frequenz steigt, verwendet werden. Es ist jedoch unklar, ob die Messtechnik selbst bei der Bestimmung der dynamischen Steifigkeit eine Rolle spielt. Es ist auch Autor dieser Arbeit nicht klar, ob diese nichtlineare Modellierung für die in Abbildung 17 gezeigte dynamische Steifigkeit des Reifens in gewissem Maße durch linearen Modellierungsansatz ersetzt werden kann. Daraus folgt die Hypothese:

H6.3 Die dynamische vertikale Steifigkeitsänderung auf dem Prüfstand mit fixierter Radmitte kann nur durch nichtlineare Elemente in der Simulation nachgebildet werden.

Diese Hypothese kann durch die Überprüfung der gemessenen Übertragungsfunktionen auf dem Hydropulser mit Hilfe der Simulationen mit linearen Ansatz falsifiziert werden. Zunächst sollen die Messergebnisse die in Abbildung 17 gezeigten Überhöhungen des Amplitudengangs wiederholt darstellen und weiterhin werden die Simulationsergebnisse unter Betrachtung des WFS überprüft.

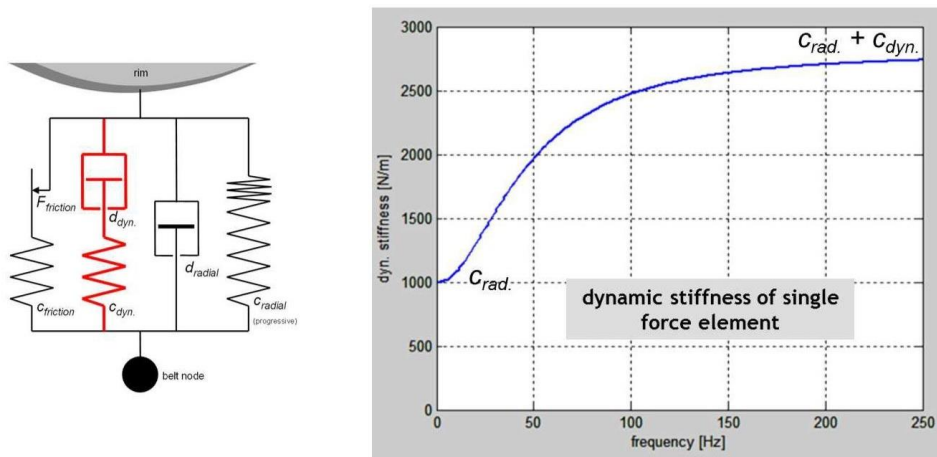


Abbildung 73: Frequenzabhängige nichtlineare dynamische Steifigkeit²⁶⁷

Wie in Abschnitt 5.3.1 erwähnt, wird in dieser Arbeit zuerst ein linearer Ansatz für die Modellierung der dynamischen Komponenten wie Feder und Dämpfer verwendet, um die Charakteristik des Systems zu beschreiben und um über die Grenze der Modellierungsmethodik zu diskutieren. Die Einflüsse der Nichtlinearität werden in der Modellierung an dieser Stelle vernachlässigt und nur als Parameter des linearen Modells betrachtet. Für diesen Zweck wird zudem das Maximum der Anregungsamplitude auf einen Wert von 1 mm beschränkt, wobei die statische Radlast wie beim Versuchsfahrzeug bei ca. 3 bis 4 kN liegt.

²⁶⁷ Siramdasu, Y.: Discrete Tire Model Application for Vehicle Dynamics Performance, 2015, S. 177. nach Gipsier, M.: FTire – the tire simulation model for all applications, 2007, S. 142ff.

6.2.2 Kriterien

Um die Modellparameter zu identifizieren und die Validität der erstellten Modelle zu überprüfen, erfolgt die Auswertung der Ergebnisse anhand der Übertragungsfunktionen aus den Versuchen und den Simulationen, wobei die folgenden Kriterien verwendet werden:

- Form der Übertragungsfunktionen
- Eigenfrequenzen
- Amplituden
- Phasen

6.2.3 Quasi-Statistische Messung

Vor den dynamischen Versuchen werden quasi-statische Messungen mit drei Reifendrücken von 1,5 bar, 2,5 bar und 3,5 bar auf dem Hydropulser durchgeführt. Der hydraulische Zylinder des Prüfstandes ist bei jeder Messung dreimal langsam aufwärts und abwärts gefahren. Da der Prüfstand wegen der Adaption nur eine maximale Bewegung von ca. 27 mm nach dem Kontakt mit dem Reifenaufstandspunkt erlaubt, werden folgende Ergebnisse in Abbildung 74 dargestellt.

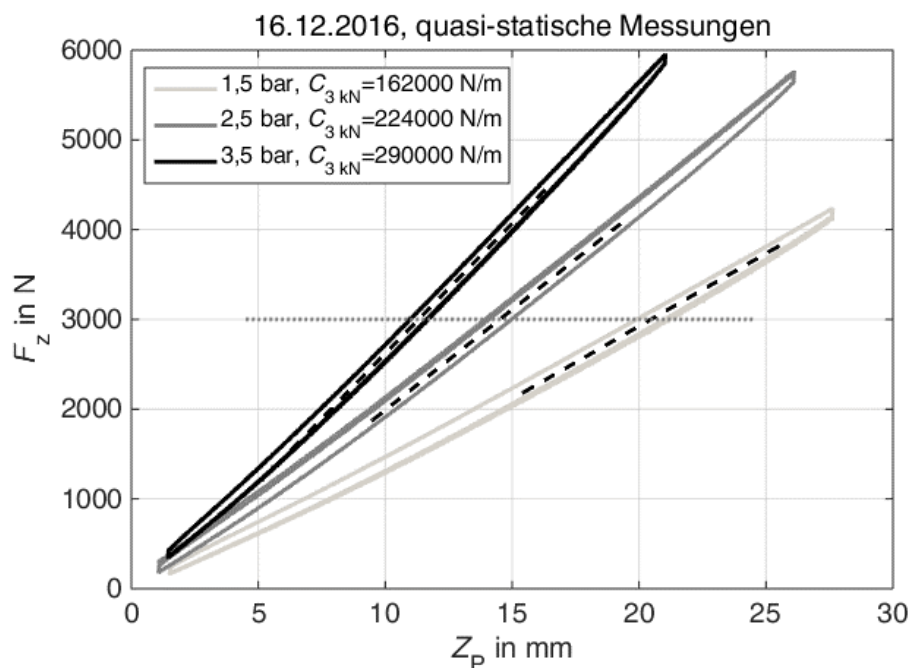


Abbildung 74: Quasi-statische Messungen auf dem Hydropulser mit drei Reifendrücken

Es lässt sich erkennen, dass beim Reifendruck von 1,5 bar das Maximum der erreichbaren Radlast wegen der Beschränkung durch maximale Bewegung des Prüfstandes über 4 kN beträgt. Im Gegensatz dazu wird die Messung beim Reifendruck von 3,5 bar bis ca. 6 kN durchgeführt, da die statische Radlast des Versuchsfahrzeugs bei 3 bis 4 kN liegt und die dynamische Radlast im Fahrbetrieb 6 kN kaum überschreiten wird. Die Grafik hat auch gezeigt, dass der Reifen mit zunehmender Radlast eine Nichtlinearität in der Vertikalsteifigkeit aufweist. Die statischen Steifigkeiten bei den zu untersuchenden Radlasten werden

wie in der Abbildung beispielhaft dargestellt durch die gemittelte lokale Steigung bestimmt. Darüber hinaus ist es ersichtlich, dass die Fläche der Hysterese mit zunehmendem Bremsdruck sinkt. Je größer der Druck, desto kleiner werden die effektive Dämpfung, die aus Dämpfung und Reibung besteht, und der damit verbundene Energieverlust. Auf dem Prüfstand werden die Versuche bei der statischen Radlast von 3 kN durchgeführt, da bei 4 kN der Arbeitspunkt mit 1,5 bar am Rand des Messbereiches liegt. Mit 3,5 bar hat der Reifen wenig Dämpfung und der Prüfstand hat theoretisch die beste Messgenauigkeit, deshalb werden im Folgenden die Ergebnisse beim Reifendruck von 3,5 bar dargestellt.

6.2.4 Dynamische Messung

Synchronisation

Da zwei Messsysteme für die Versuche am Hydropulser eingesetzt sind, wird in der Regel nur die Datensynchronisation zwischen der Messung des Prüfstandes und der Messung des WFS benötigt. Die Annahmen dafür werden anhand der Messergebnisse und der Simulationsergebnisse, die in folgenden Abschnitten beschrieben werden, getroffen:

- Die gemessene Kraft des WFS $F_{z,WFS}$ soll bei niedrigen Frequenzen unter 30 Hz keinen deutlichen Phasenunterschied aufweisen. Die Differenz der Phasen bei 20 Hz soll kleiner als 5° sein und der Phasengang soll ein negatives Vorzeichen besitzen.
- Die gemessene Kraft des WFS $F_{z,WFS}$ soll bei niedrigen Frequenzen unter 30 Hz im Vergleich mit dem Wegsignal Z_P auch keinen deutlichen Phasenunterschied haben und die Differenz der Phasen bis 50 Hz soll unter 10° liegen, da die Eigenfrequenz der translatorischen Bewegung des Reifengürtels nach der Modalanalyse höher als 70 Hz ist.

Die Phasengänge einer Messung mit dem Reifendruck von 3,5 bar werden beispielhaft in Abbildung 75 gezeigt. Daraus lässt sich entnehmen, dass die Signale vom Prüfstand fünf Zeitschrittweite Δt nach hinten verschoben werden sollen.

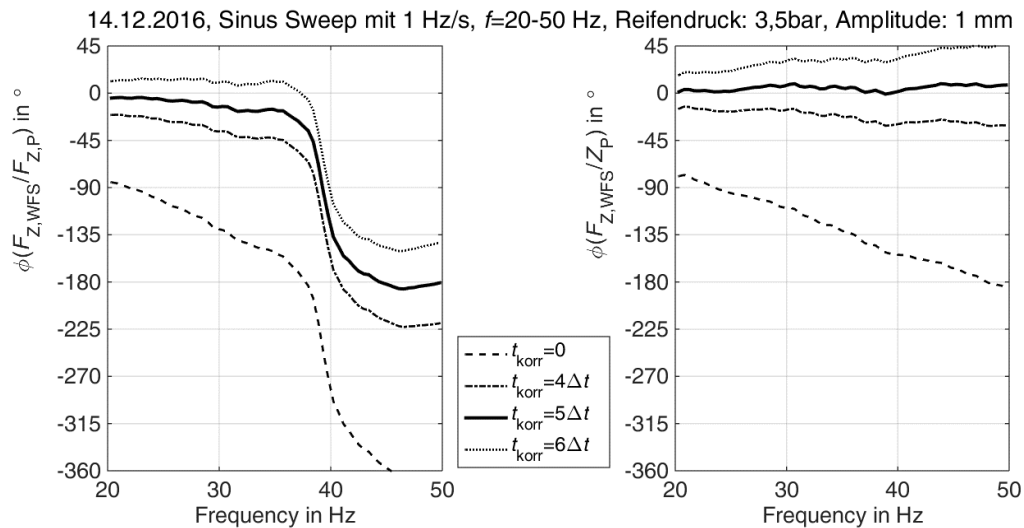


Abbildung 75: links: Phasengang zwischen den Kraftmessungen des WFS und des Prüfstandes, rechts: Phasengang zwischen der Kraftmessung des WFS und der Wegmessung der Anregung vom Hydropulser

Übertragungsfunktion

Nach der Datensynchronisation werden die Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften und der simulierten Fahrbahnanregungen gebildet, um die Kraftübertragung unter Betrachtung des WFS zu untersuchen. Zu den untersuchten Kräften gehören die direkt gemessene Kraft des WFS $F_{z,WFS}$, die direkte gemessene Kraft des Prüfstandes $F_{z,P}$ und die nach Gleichung (4.8) umgerechnete Kraft am Radaufstandspunkt $F_{z,c}$.

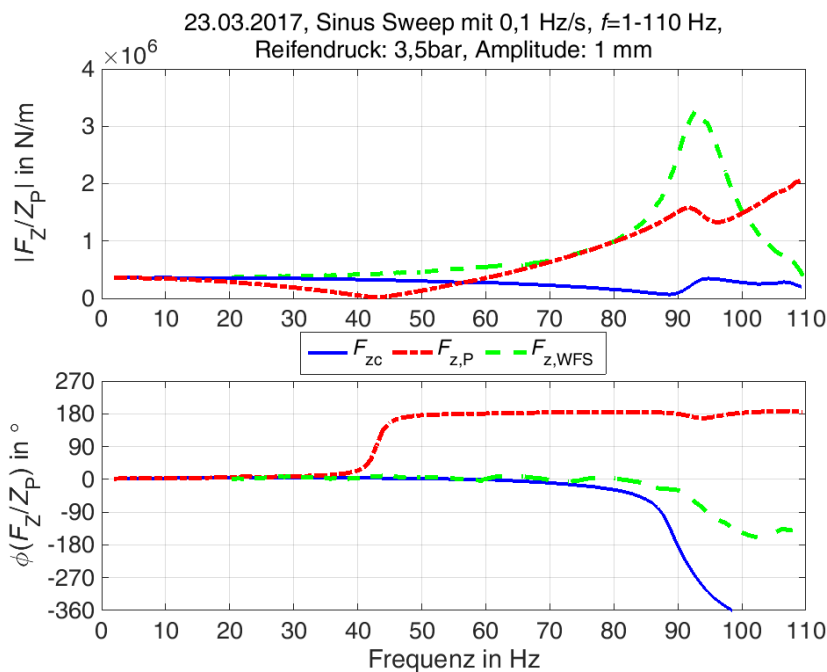


Abbildung 76: Übertragungsfunktionen zwischen Kräften und der simulierten Fahrbahnanregung auf dem Hydropulser

In Abbildung 76 ist ersichtlich, dass die drei Übertragungsfunktionen verschiedene Charakteristiken aufweisen²⁶⁸. Bei niedrigen Frequenzen unterhalb von 10 Hz sind die drei Übertragungsfunktionen noch identisch. Die Amplituden entsprechen der im Zeitbereich der quasi-statischen Versuche bestimmten vertikalen Steifigkeit des Reifens, während der Phasengänge bei null bleiben. Bei ca. 40 Hz wird gezeigt, dass die Kraft vom Prüfstand $F_{z,p}$ stark sinkt und eine Phasenänderung von 180° hat. Bei den anderen zwei Signalen sind keine rapiden Änderungen zu identifizieren. Eine Erklärung für das Phänomen ist, dass bei ca. 40 Hz die Eigenfrequenz der Masse m_p erreicht wird. Deswegen kann der Prüfstand die erzwungene Schwingung mit geringer Energiezufuhr aufrechterhalten. Ab 40 Hz steigt $F_{z,p}$ wieder, da die Trägheitskraft von m_p proportional zum Quadrat der Frequenz ist. Bei 90 bis 100 Hz ist eine Überhöhung in der gemessenen Kraft des WFS mit einer Phasenänderung von 180° zu finden. Damit wird die Voraussetzung der Hypothese H 6.3 bewährt, dass die Überhöhung in der gemessenen Kraft des WFS existiert. Zusammen mit den Ergebnissen aus der Modalanalyse²⁶⁹ lässt sich daraus vermuten, dass die Eigenfrequenz der translatorischen Bewegung des Reifengürtels in diesem Bereich liegt. Davon können die Kraft des Prüfstandes $F_{z,p}$ und die Kraft am Radaufstandspunkt $F_{z,c}$ beeinflusst werden. Um eine klare Aussage über die gezeigte Charakterisierung zu treffen, ist es jedoch notwendig, die Versuchsergebnisse mit den Simulationsergebnissen der erstellten Punktkontaktmodelle unter Betrachtung der Messdynamik des WFS zu vergleichen.

Simulationsergebnisse: Rad als Einmassenschwinger

Wie in Kapitel 5.4 diskutiert, müssen zunächst die Parameter des Simulationsmodells anhand der vorgeschlagenen Parametrierungsmethodik festgelegt werden. Wenn das Rad, wie in Abschnitt 5.3.2 gezeigt, als Einmassenschwinger modelliert wird, ist die Parametrierung wenig aufwändig. Die Gründe hierfür sind:

- Die Eigenfrequenz des WFS liegt entsprechend der Analyse in Kapitel 2.3.3 höher als 2 kHz. Deswegen hat die Steifigkeit c_{WFS} und die Dämpfung d_{WFS} keinen Einfluss auf das Simulationsergebnis bis etwas über 100 Hz. Diese Aussage kann auch durch Simulationen bestätigt werden. Nur wenn der Sensor deutlich weicher als der eingesetzte WFS ist, wäre eine Verfälschung der Ergebnisse durch die WFS-Eigenfrequenz möglich.
- Da die höchste Frequenz der Messung mit dem Prüfstand laut seiner Spezifikation (Anhang B) bei 400 Hz liegt und Steifigkeitserhöhungsmaßnahmen bei der Fertigung der Adapterplatte vorgenommen wurden, wird angenommen, dass c_p auch keinen Einfluss auf das Simulationsergebnis hat.

²⁶⁸ Die Ergebnisse beim Reifendruck von 2,5 bar werden im Anhang C.3 gegeben.

²⁶⁹ siehe Kapitel 5.4.4

- Die Dämpfung der Seitenwand d_{SW1} kann anhand der Flächengröße der Hysterese im Zeitbereich identifiziert werden, wobei sie die Kraftübertragung auch beeinflusst.

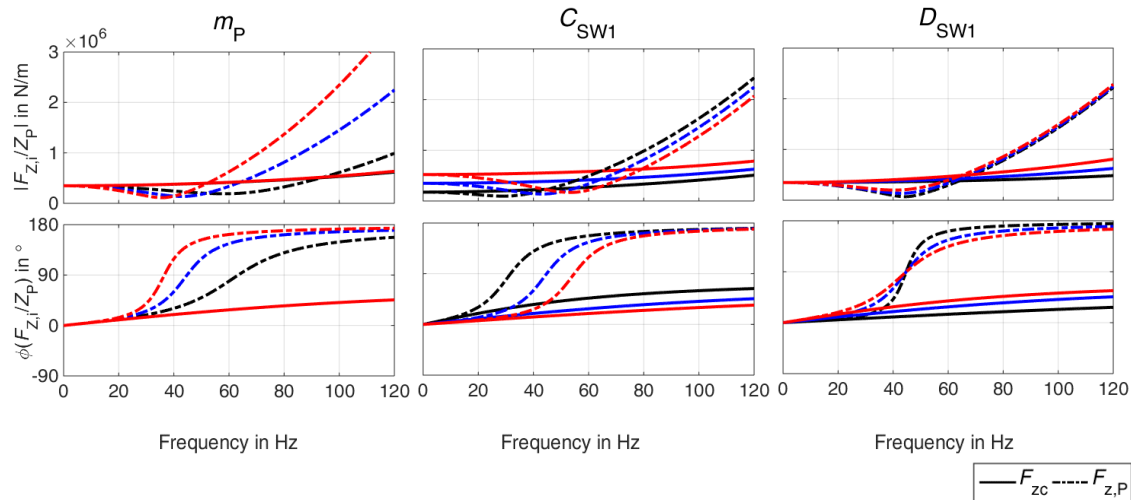


Abbildung 77: Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften und der Fahrbahnanregung in der Simulation, Rad als Einmassenschwinger, Parametersensitivität, rot: +50 %, blau: Referenz, schwarz: -50 %

Nach der Sensitivitätsanalyse können auch die Frequenzantworten der drei Kräfte verwendet werden, um die Parameter zu bestimmen. Abbildung 77 zeigt, dass m_{P1} , c_{SW1} , d_{SW1} des Einmassenschwinger-Modells im Frequenzbereich bis 120 Hz einen Einfluss auf die Übertragungsfunktionen haben. Wie Abbildung 78 darstellt, der Frequenzbereich von 30 bis 45 Hz wird hier als Bereich 1 (B1) genannt und der Frequenzbereich von 80 bis 110 Hz gilt als Bereich 2 (B2). Mit einer 50 % Änderung der Parameter werden ihre Sensitivität beispielhaft dargestellt, wobei die Änderungen von den Referenzparametern abhängig sind:

Tabelle 6.1: Parametersensitivität des Einmassenschwinger-Modells in der Simulation

| Parameter | Kriterien | +50% | -50% | Sensitivitätsreihenfolge |
|-----------|--|-------|-------|--------------------------|
| m_{P1} | Eigenfreq. ($F_{z,P}$, B1) | -18 % | +41 % | 3 |
| | Amp. ($F_{z,P}$, Eigenfreq. m_{P1}) | -18 % | +41 % | 3 |
| c_{SW1} | Eigenfreq. ($F_{z,P}$, B1) | +22 % | -29 % | 4 |
| | Amp. ($F_{z,P}$, 10 Hz) | +50 % | -50 % | 1 (quasi-statisch) |
| d_{SW1} | Eigenfreq. ($F_{z,P}$, B1) | 0 % | 0 % | 5 |
| | Amp. ($F_{z,P}$, Eigenfreq. m_{P1}) | -49 % | +46 % | 2 |

Gemäß der Sensitivitätsanalyse ist es eindeutig, dass c_{SW1} die höchste Sensitivität hat und mit dem Ergebnis der quasi-statischen Messung übereinstimmen soll. d_{SW1} hat zwar eine hohe Sensitivität bei der Bestimmung der Amplitude der $F_{z,P}$, kann die Eigenfrequenz im Bereich 1 jedoch kaum beeinflussen. Die Eigenfrequenz der Adaptionsplatte bei ca. 45 Hz im Bereich 1 wird durch m_P und c_{SW1} bestimmt. Deswegen wird im zweiten Schritt

der Parametrierung m_p identifiziert. Die Masse m_p ist schon in Kapitel 4.3 in den Versuchen festgelegt, die durch die Parametrierung im Frequenzbereich identifizierte Masse m_{p1} ist jedoch 11 % höher als diejenige von m_p . Die Differenz in der Masse kann dadurch erklärt werden, dass ein Teil der Reifenmasse am Reifenkontaktpunkt in tiefem Frequenzbereich zusammen mit der Adapterplatte bewegt wird. Am Ende wird d_{SW1} anhand des Amplitudengangs bestimmt.

In Abbildung 78 werden die Simulationsergebnisse nach der erfolgreich durchgeführten Parametrierung zusammen mit den Messergebnissen dargestellt. Es lässt sich anhand der Kriterien in Tabelle 6.2 erkennen, dass die Frequenzantworten von F_{zc} und $F_{z,p}$ bis 50 Hz sehr genau mit dem linearen Ansatz nachgebildet sind. Deshalb hat sich das Modell für die zwei Kräfte bis ca. 50 Hz bewährt. Der Einfluss der Eigenfrequenz der Adapterplatte auf die Übertragungsfunktion wird dadurch auch verifiziert.

Tabelle 6.2: Abbruchkriterien für die Parameteridentifikation²⁷⁰

| Kriterien | Anwendung |
|--|-----------|
| $\Delta f_{\text{eig}}(F_{z,p}, B1) < 1 \text{ Hz}$ | 1, 2 |
| $\Delta \text{Amp}(F_{z,p}, B1) < 5 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ | 1, 2 |
| $\Delta \text{Amp}(F_{z,p}, 10 \text{ Hz}) < 5 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ | 1, 2 |
| $\Delta f_{\text{eig}}(F_{z,WFS}, B2) < 1 \text{ Hz}$ | 2 |
| $\Delta \text{Amp}(F_{z,WFS}, B2) < 5 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ | 2 |
| $\Delta \text{Amp}(F_{z,p}, B2) < 0,35 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ | 1 |

Ab 50 Hz repräsentieren die simulierten Kennlinien vermutlich wegen des fehlenden Freiheitsgrades des Reifengürtels nicht mehr die Simulationsergebnisse. Darüber hinaus ist es ersichtlich, dass die gemessene Kraft des WFS von den anderen zwei Kräften abweicht, das Einmassenschwinger-Modell ist daher nicht geeignet, die Messdynamik des WFS zu simulieren. Die Hypothese H 6.3 kann auch dadurch weder verifiziert noch falsifiziert werden.

Der Unterschied zwischen Versuchs und Simulationsergebnissen ist auf den fehlenden Freiheitsgrad des Reifengürtels zurückzuführen. Aus diesem Grund wird zur Untersuchung das Einmassenschwinger-Modell zum Zweimassenschwinger-Modell erweitert.

²⁷⁰ 1: Einmassenschwinger-Modell, 2: Zweimassenschwinger-Modell

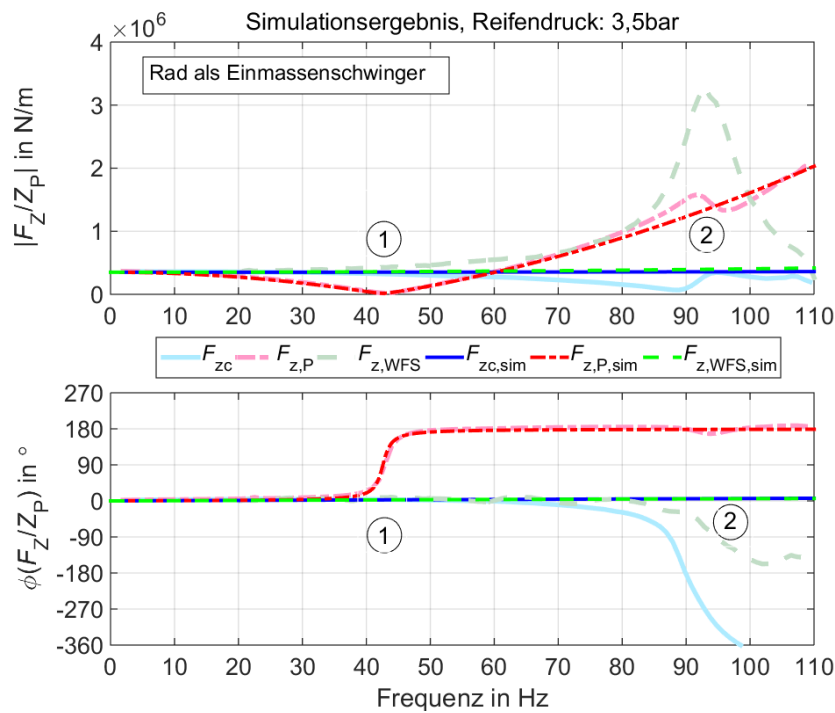


Abbildung 78: Übertragungsfunktionen der Versuche und der Simulationen zwischen den Kräften und der Fahrbananregung, Rad als Einmassenschwinger

Simulationsergebnisse: Rad als Zweimassenschwinger

Beim Zweimassenschwinger-Modell wird die Eigenschwingung des Reifengürtels in der Simulation abgebildet. Der eine hinzugefügte Freiheitsgrad führt zu der Zunahme von drei Parametern, damit wird die Komplexität der Parametrierung vielfach erhöht. Zunächst werden folgende Rahmbedingungen anhand der erworbenen Erkenntnisse definiert:

- Die Summe der Masse soll mit dem Einmassenschwinger-Modell übereinstimmen. Daher wird abgeleitet, dass $m_{W1} + m_{P1} = m_{W2} + m_{T2} + m_{P2}$.
- Entsprechend dem Ergebnis der Bestimmung der Reifenmassen in Abschnitt 5.4.3 soll das Maximum von m_{T2} bei ca. 9 kg liegen.
- c_P , c_{WFS} und d_{WFS} sollen unverändert bleiben.
- Die quasi-statische Reifensteifigkeit c_{SW1} resultiert sich aus der Kombination von c_{SW2} und c_{T2} , wobei $c_{SW1} = c_{SW2} \cdot c_{T2} / (c_{SW2} + c_{T2})$.
- Nach dem Ergebnis der Modalanalyse soll die Eigenfrequenz des Reifengürtels bei ca. 90 Hz liegen.

Mithilfe der vordefinierten Rahmenbedingungen kann der Suchbereich der Parameter verkleinert werden, um den endgültigen Parametersatz mit wenig Aufwand schneller zu finden. Mit dem erhöhten Freiheitsgrad ist bei der Multi-Parameter-Identifikation besonders wichtig, die Sensitivitätsanalyse zusammenzufassen. Die Ergebnisse in Abbildung 79 haben gezeigt, dass die meisten Parameter bei der drei Übertragungsfunktionen bis 120 Hz in verschiedenen Frequenzbereichen einen Einfluss im bestimmten Frequenzbereich haben. Deshalb müssen zuerst anhand der Simulationsmodelle passende Kriterien für die Parametrierung des vorliegenden Modells definiert werden:

- Die Eigenfrequenz der Adapterplatte bei ca. 45 Hz hängt von m_{P2} , m_{T2} , c_{T2} und c_{SW2} ab.
- Der Phasenübergang von $F_{z,P}$ bei ca. 45 Hz wird von d_{T2} bestimmt.
- Der Phasenübergang von $F_{z,P}$ und der F_{zc} bei ca. 45 Hz wird von d_{T2} und d_{SW2} bestimmt.
- Der Anstieg des Amplitudengangs von $F_{z,P}$ ab ca. 45 Hz hängt nur von m_{P2} ab.
- Die Reifengürteleigenfrequenz bei ca. 90 Hz hängt von m_{T2} , c_{T2} und c_{SW2} ab.
- Der Amplitudengang von $F_{z,WFS}$ bei ca. 90 Hz wird von m_{T2} , c_{T2} , c_{SW2} , d_{T2} und d_{SW2} bestimmt.

Darauf basierend wird angestrebt, aus der Analyse den Parametrierungsprozess abzuleiten.

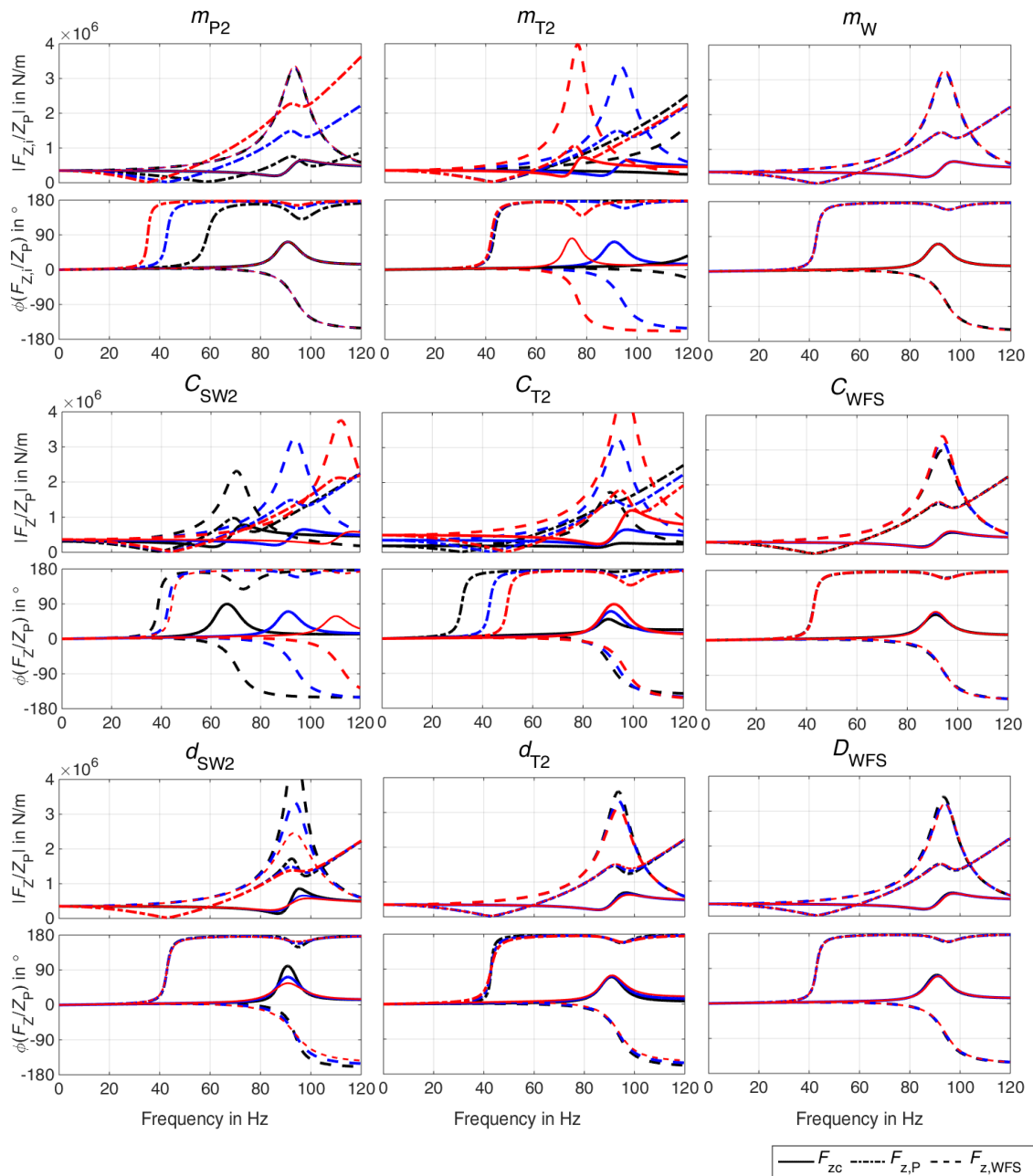


Abbildung 79: Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften und der Fahrbahnanregung in der Simulation, Rad als Zweimassenschwinger, Parametersensitivität, rot: +50 %, blau: Referenz, schwarz: -50 %

Mit der gleichen Methodik wie in Tabelle 6.1 wird auch die Sensitivitätsanalyse für das Zweimassenschwinger-Modell durchgeführt. Mit Hilfe der Ergebnisse kann wie folgt der Parametrierungsprozess vorgeschlagen werden:

- Identifikation von m_{p2} anhand vom Anstieg des Amplitudengangs von $F_{z,p}$
- m_{T2} wird als 9 kg vorgegeben, damit wird m_{W2} anhand der Rahmenbedingungen gleichzeitig vordefiniert.
- Identifikation von c_{T2} und c_{SW2} anhand ihrer Sensitivität auf die Eigenfrequenzen, wobei die Eigenfrequenz der Adapterplatte gegen c_{T2} empfindlicher ist und die Eigenfrequenz des Reifengürtels gegen c_{SW2} höhere Empfindlichkeit aufweist. Zusammen mit den vordefinierten m_{T2} und m_{W2} besteht hier ein iterativer Prozess, um die Parameter festzulegen.
- Identifikation von d_{T2} anhand des Phasenübergangs der $F_{z,p}$.
- Festlegung von d_{SW2} anhand des Phasenübergangs von $F_{z,p}$ und F_{zc} bei ca. 45 Hz.
- Überprüfung des Amplitudengangs von $F_{z,WFS}$ bei ca. 90 Hz.
- Wenn die Ergebnisse nach dem Durchlauf des Prozesses noch nicht befriedigend sind, kann der Prozess basierend auf den zur Verfügung stehenden Kennlinien nach einer Analyse erneut wiederholt werden. Zu beachten ist auch, dass nach jedem Schritt eine kurze Auswertung der Ergebnisse durchgeführt wird. Dazu gehören die Überprüfungen der Formen der Kennlinien, der Lage und der Höhe von der Überhöhung und vom Tiefpunkt, des Phasenübergangs der Übertragungsfunktionen. Es ist auch zu betonen, dass die ermittelten Parameter nur effektive Werte für die Simulationsmodelle sind und der vorgeschlagene iterative Parametrierungsprozess keine universell garantierte Genauigkeit anbietet, da der Anwender bei der Durchführung des Prozesses selbst sorgsam abwägen muss, ob die Güte der Ergebnisse ausreichend ist. Bisher kann dieser Prozess bei der Parametrierung in der Arbeit jedoch sehr gut unterstützen und die vordefinierten Abbruchkriterien (Tabelle 6.2) werden bei der vorliegenden Arbeit erreicht.

Tabelle 6.3: Parameter der Punktkontaktmodelle für Prüfstandsversuche auf dem Hydropulser

| | Parameter (1) | Größe | Parameter (2) | Größe | Einheit |
|--|---------------|------------------|---------------|------------------|---------|
| identifiziert | m_{p1} | 4,9 | m_{p2} | 4,65 | kg |
| | | | m_{T2} | 9,3 | kg |
| | c_{SW1} | $3.5 \cdot 10^5$ | c_{SW2} | $2,9 \cdot 10^6$ | N/m |
| | | | c_{T2} | $4 \cdot 10^5$ | N/m |
| | d_{SW1} | 60 | d_{SW2} | 470 | Ns/m |
| | | | d_{T2} | 100 | Ns/m |
| vordefiniert (mit geringer Sensitivität) | m_{W1} | 21 | m_{W2} | 11,45 | kg |
| | c_p | $1 \cdot 10^8$ | c_p | $1 \cdot 10^8$ | N/m |
| | c_{WFS} | $1 \cdot 10^8$ | c_{WFS} | $1 \cdot 10^8$ | N/m |
| | d_{WFS} | $1 \cdot 10^5$ | d_{WFS} | $1 \cdot 10^5$ | Ns/m |

Die Parameter, resultierend aus Versuchen auf dem Hydropulser, sind in Tabelle 6.3 zusammengefasst.

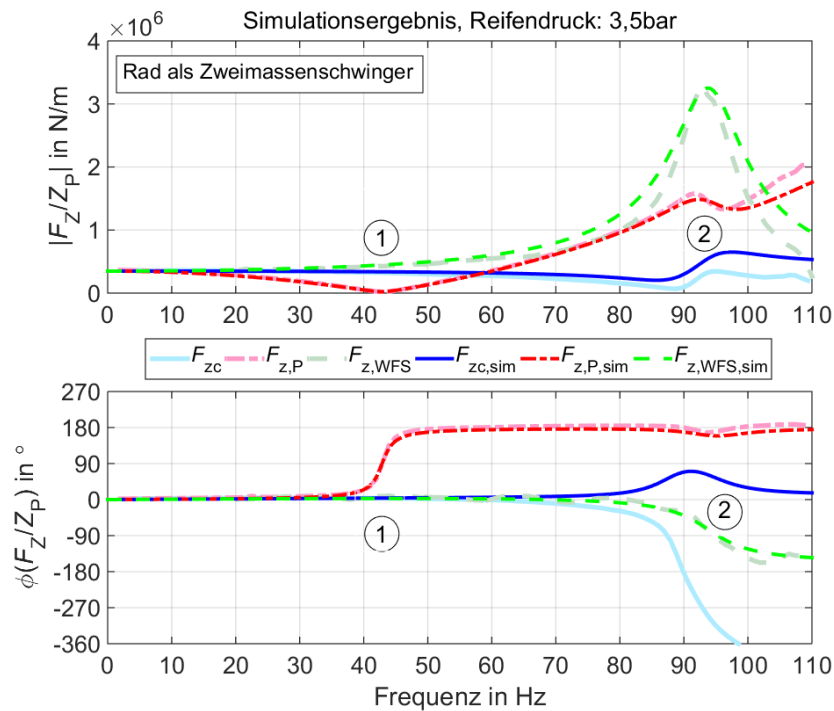


Abbildung 80: Übertragungsfunktionen der Versuche und der Simulationen zwischen den Kräften und der Fahrbahnanregung, Rad als Zweimassenschwinger

Nach der Parametrierung werden die Simulationsergebnisse in Abbildung 80 dargestellt. In der Grafik lässt sich erkennen, dass der Zweimassenschwinger die meisten Merkmale der gemessenen Übertragungsfunktionen nachbildet. Im Bereich 1 ist die Eigenschwingung der Adapterplatte fast identisch mit dem Versuchsergebnis, wobei m_{p2} wegen der aufgeteilten Betrachtung des Reifens etwas kleiner als m_{p1} liegt. Die Simulation des Anstiegs von $F_{z,WFS}$ und des Abstiegs von F_{zc} in diesem Frequenzbereich hat auch eine hohe Genauigkeit. Ab 50 Hz bestehen noch kleine Abweichungen in den Kennlinien zwischen Versuchs- und Simulationsergebnissen. Trotzdem ist im Frequenzbereich 2 ersichtlich, dass die Überhöhung von $F_{z,WFS}$, die lokale Änderung von $F_{z,P}$, der Tiefpunkt und die anschließende Änderung von F_{zc} im Simulationsergebnis zu erkennen sind. Interessant ist, dass die Überhöhung von $F_{z,WFS}$ bei ca. 95 Hz mit der in der Modalanalyse identifizierten Eigenfrequenz des Reifengürtels (Abbildung 67) zusammenfällt. Es lässt sich deshalb vermuten, dass diese Überhöhung aus der Eigenfrequenz des Reifengürtels resultiert.

Aufgrund des linearen Modellierungsansatzes und der frequenzunabhängigen Parametrierung sind Ungenauigkeiten in der Simulation zu vermuten. Bei der Überhöhung von $F_{z,WFS}$ im Bereich 2 ist zu sehen, dass die Dämpfungen des Systems nicht exakt parametrisiert worden sind. Die möglichen Gründe dafür sind die frequenzabhängigen Dämpfungen, die Mängel in der Parametrierung und noch unbekannter Messfehler. Weiterhin ist offensichtlich, dass der Phasengang von F_{zc} ab ca. 70 Hz sehr stark vom Simulationsergebnis abweicht. Der entsprechende Amplitudengang in der Simulation hat auch eine relativ größere Abweichung im Vergleich zum Versuchsergebnis. Eine mögliche Erklärung dafür ist zum einen, dass die Realität dem erstellten Modell noch widerspricht. Es ist

jedoch noch keine passende Modellvorstellung gefunden. Zum anderen ist nicht zu vernachlässigen, dass F_{zc} nach Gleichung (4.9) indirekt ermittelt worden ist. Bei hohen Frequenzen ist dieser umgerechnete Wert gegen kleine Fehler in Amplituden und in Phasen sehr empfindlich, wobei die Existenz der Messfehler nicht komplett ausgeschlossen werden kann. Dafür sind in Zukunft weitere Untersuchungen notwendig, um festzustellen, dass diese indirekte Berechnung keinen Fehler beinhaltet.

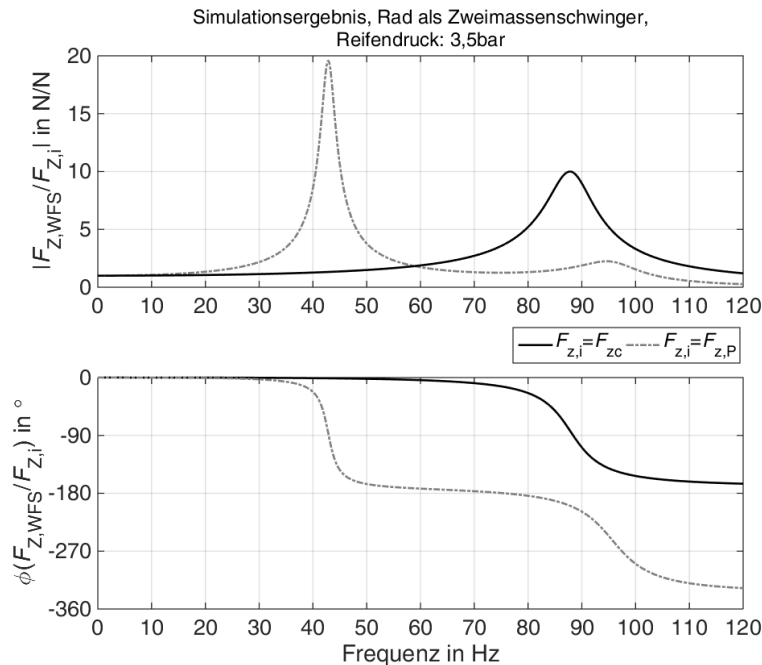


Abbildung 81: Übertragungsfunktionen der Simulationen zwischen der Kraft des WFS und der Fahrbananregung, Rad als Zweimassenschwinger

Abbildung 81 stellt die simulierten Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften dar, die im Vergleich zu Abbildung 80 eine andere Form der Darstellung liefert. Nach der Kompensation der Trägheitskraft der Adapterplatte ist die Überhöhung bei ca. 45 Hz nicht mehr zu finden. Ohne diese Kompensation repräsentiert die Kraft des WFS in diesem Fall nur bis ca. 10 Hz die Kraft des Prüfstandes. Daraus lässt sich auch erkennen, dass die Kraft des WFS im Vergleich zur Kraft am Reifenkontaktpunkt bei ca. 85 Hz das Maximum des Amplitudengangs erreicht. Aus den Simulationen ist zu beachten, dass die Frequenz dieser Überhöhung sich aus dem Tiefpunkt des Amplitudengangs von F_{zc} in Abbildung 80 resultiert. Deswegen ist diese Frequenz etwas kleiner als das Maximum von $F_{z,WFS}$ in Abbildung 80. Obwohl die Frequenz der Überhöhung zwischen Kräften des WFS und des Reifenkontaktpunktes bei ca. 85 Hz liegt, hat der langsame Anstieg im Amplitudengang ab etwa 20 Hz einen klaren Einfluss von über 5 %. Die Grenze der Kraftmessung des WFS auf dem Hydropulser mit fixierter Radmitte für die Messung der dynamischen Radlast beträgt ca. 20 Hz, ab dieser Frequenz ist die Abweichung in der Messung bereits über 5 %.

Trotz der noch existierenden Abweichungen haben die Simulationsergebnisse eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten der direkt gemessenen Signale gezeigt. Es ist hervorheben, dass die in Abbildung 17 dargestellte sogenannte „dynamische Steifigkeit“

durch rein lineare Elemente mit konstanten Parametern in hoher Übereinstimmung simuliert werden kann. Basierend auf den Messergebnissen der Modalanalyse in Abschnitt 5.4.4 wird impliziert, dass die Überhöhung bei ca. 90 Hz aus der Messdynamik des WFS, die hauptsächlich von der Eigenschwingung des Reifengürtels beeinflusst wird, resultiert. Aus diesen Gründen ist die Hypothese H 6.3 als falsifiziert anzusehen und die Messdynamik des WFS muss in der Messung berücksichtigt werden.

6.3 Flachbandprüfstand

6.3.1 Zielsetzung und Hypothesen

Auf Basis der erworbenen Erkenntnisse wird das gleiche Rad mit dem WFS auf den Flachbandprüfstand montiert. Die Notwendigkeit der Versuche wird dadurch begründet, dass:

- In der Realität bewegt sich das Rad zusammen mit der Radaufhängung und dem Fahrzeugaufbau. Das dynamische Messverhalten des WFS muss in diesen Situationen überprüft werden.
- Die Signalqualität auf dem Vierstempelprüfstand hat eine beschränkte Aussagekraft, da die Seriensensoren bei den Messungen nur schmale Bandbreiten und niedrige Auflösungen besitzen. Darüber hinaus ist die Genauigkeit der A/D-Wandlung bei diesem Konzept auch beschränkt (Abschnitt 4.2).
- Die Vermutung, dass die Fahrwerkkonstruktion des Versuchsfahrzeugs (A) mit dem Hilfsrahmen einen Einfluss auf die Ergebnisse hat, motiviert Versuche mit einer einfachen Achskonstruktion. Dafür wird der Flachbandprüfstand mit dem Viertelfahrzeug, das die Aufbaumasse, das Feder-Dämpfer-System und das Rad simuliert, als geeignet bewertet.

Bisher sind alle Versuche für die Untersuchung mit stehendem Rad durchgeführt. Deshalb stellt sich die Frage, ob die erworbenen Erkenntnisse auf die Versuche mit rotierendem Rad übertragbar sind. Der in der Arbeit eingesetzte Flachbandprüfstand bietet die Möglichkeit, das rotierende Rad in der Vertikalrichtung bis ca. 25 Hz anzuregen und die benötigte Referenzkraft unterhalb der Radaufstandsfläche zu ermitteln. Wegen technischer Probleme kann das Band bisher, wie in Abschnitt 4.4 beschrieben, jedoch nur bis 13 km/h betrieben werden. Trotzdem ist es sinnvoll, eine Auswertung bei dieser Geschwindigkeit vorzunehmen.

6.3.2 Messung ohne Rad

Wie in Kapitel 4.4 erwähnt, hat die Spannkraft des Bandes einen Einfluss auf die Berechnung der dynamischen Radlast, was eine besondere Herausforderung darstellt. Bei der Messung ohne Rad wird angestrebt, die Trägheitskraft der Masse zwischen den Messzellen und dem Radaufstandspunkt und die Spannkraft anhand der Formel (4.9) und der

Formel (4.12) zu kompensieren. Bei der Messung ohne Rad soll die berechnete Radlast bei null bleiben.

Synchronisation

Vier Signalgruppen werden bei den Versuchen auf dem Flachbandprüfstand benötigt. Sie sind die Vertikalkraftmessung des WFS, die Kraftmessung vom Prüfstand, die Beschleunigungsmessungen und die Messung der simulierten Fahrbahnanregung durch den Exzenter. Die Datensynchronisation zwischen Beschleunigungsmessungen und die Messung der Fahrbahnanregung kann durch den am Exzenter angebrachten Beschleunigungssensor erfolgen, wobei das Amplitudenverhältnis zwischen der Beschleunigung $a_{z,p}$ und der Anregung z_p proportional zum Quadrat der Frequenz ist und sein Phasengang bei 180° liegt.

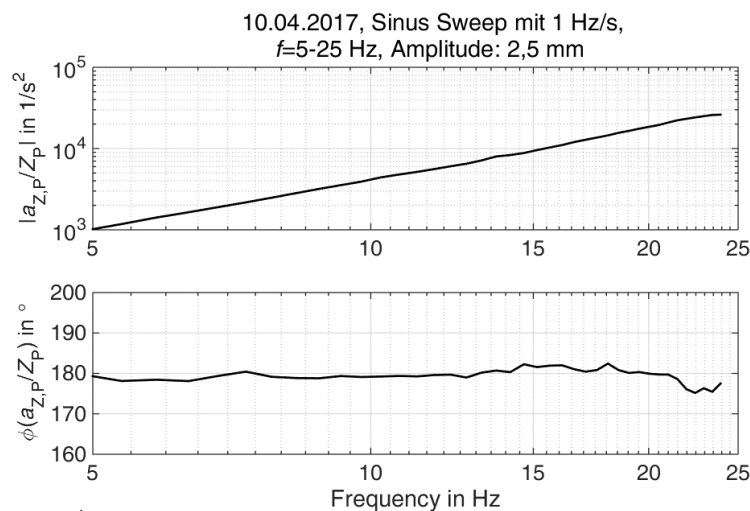


Abbildung 82: Übertragungsfunktionen zwischen der Vertikalbeschleunigung des Exzenters und der Anregung auf dem Flachbandprüfstand ohne Rad.

Abbildung 82 stellt das Messergebnis im Frequenzbereich bis ca. 25 Hz dar. In der Grafik ist ersichtlich, dass das Verhältnis zwischen Beschleunigung und Anregung nach der Synchronisation wie vorhergesagt verläuft.

Kraftkompensation

Das Versuchsergebnis ohne Rad auf dem Flachband in Abbildung 83 zeigt, dass die direkt gemessene Kraft $F_{z,p}$ vom Prüfstand in dieser Situation stark frequenzabhängig ist. Erst bei hohen Frequenzen nähert sich der Amplitudengang der konstanten Masse zwischen den Messzellen und dem Radaufstandspunkt an. Dies kann durch den Anstieg der Trägheitskraft mit dem Quadrat der Frequenz und die nicht so frequenz-sensitive Bandkraft erklärt werden. Unter dieser Annahme ist Gleichung (6.4) für eine Bandkraftkompensation über die Gleichungen (4.12) und (4.13) gegeben. Der Faktor c_{Band} ist durch die quasi-statische Messungen ohne Belastung des Rades festgelegt. Das Ergebnis zeigt, dass die kompensierte Kraft $F_{z,p,\text{Komp}}$ bis ca. 20 Hz die Trägheitskraft der Masse $m_p = 33,3 \text{ kg}$ repräsentiert, wobei die berechnete Radlast erwartungsgemäß nahezu null und ihr Phasengang gegen die Exzenterbeschleunigung nahezu 180° ist.

$$F_{z,P,Komp} = F_{z,P} - c_{Band} \cdot Z_P = -m_P \cdot \ddot{Z}_P \quad (6.4)$$

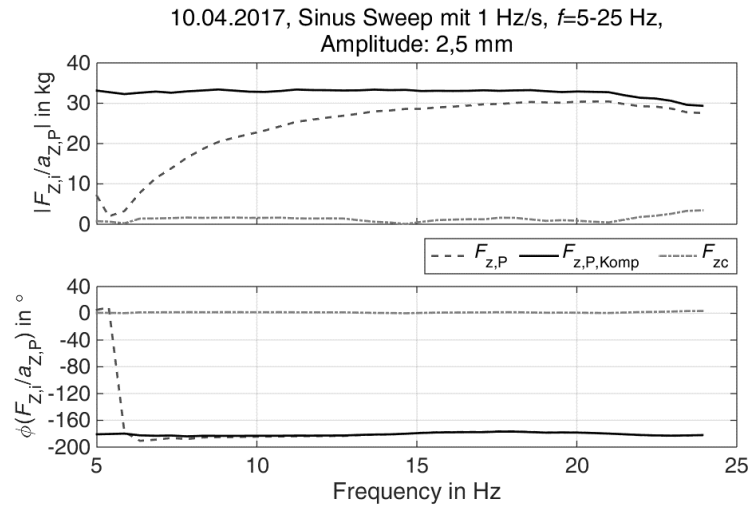


Abbildung 83: Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften und der Exzenterbeschleunigung in z -Richtung auf dem Flachbandprüfstand ohne Rad.

Aus diesen Ergebnissen gilt die Annahme der Spannkraft des Bandes als kalibriert. Wegen der Komplexität des Systems ist der verbleibende Restwert von $\hat{F}_{zc}/\hat{a}_{z,P}$ bis ca. 22 Hz unter $2 \text{ N s}^2/\text{m}$, demgemäß ist der Phasengang von $\hat{F}_{zc}/\hat{a}_{z,P}$ bis ca. 22 Hz konstant innerhalb einer Toleranz von 2° . Wenn das Rad auf dem Band steht, steht das Band zwar unter Druck, jedoch sollte der Einfluss des Bandes unverändert bleiben.

6.3.3 Messung mit stehendem Rad

Synchronisation

Abbildung 84 zeigt, dass die gemessenen Beschleunigungen keine erkennbaren Probleme in der Datensynchronisation im Vergleich mit der Anregung haben. Daraus lässt sich erkennen, dass die Radeigenfrequenz bei ca. 16 Hz liegt und die Aufbaueigenfrequenz unter 3 Hz ist. Mit der vereinfachten Viertelfahrzeug-Konstruktion ist keine weitere Eigenfrequenz in den Versuchsergebnissen bis ca. 20 Hz zu identifizieren.

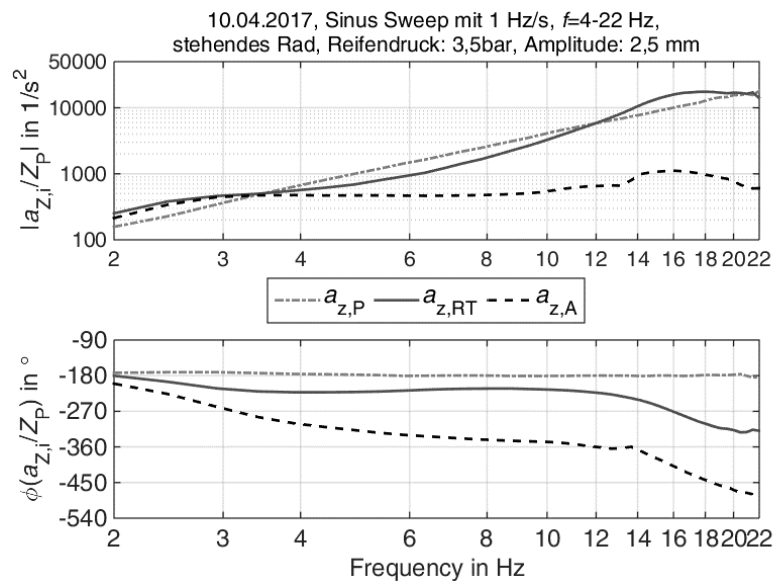


Abbildung 84: Übertragungsfunktionen zwischen den Beschleunigungen und der Exzenterbewegung in z -Richtung auf dem Flachbandprüfstand mit stehendem Rad.

Wie bei den Versuchen auf dem Prüfstand erfolgt die Datensynchronisation zwischen dem WFS und den Beschleunigungssensoren anhand der Übertragungsfunktion zwischen der Kraftdifferenz $F_{z,diff}$ und der vertikalen Radträgerbeschleunigung $a_{z,RT}$. Eine Korrektur von sieben Zeitschrittweiten Δt nach vorne wird gegeben. Das Ergebnis zeigt, dass die zu kompensierende Radmasse wie abgewogen bei ca. 20 kg liegt. Der Phasengang nach der Synchronisation ist im Vergleich zu den Ergebnissen auf dem Vierstempelprüfstand bei hohen Frequenzen relativ konstant. Die Qualität der Datensynchronisation ist besser als die bei den Versuchen des Vierstempelprüfstands.

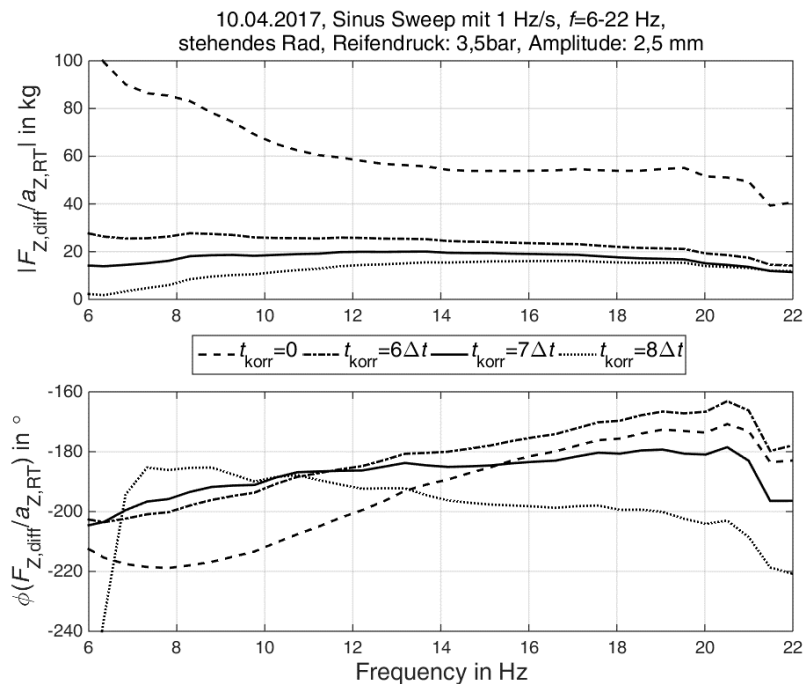


Abbildung 85: Übertragungsfunktion zwischen Differenz in Kräften des WFS und des Radaufstandspunkts und der Beschleunigung am Radträger in z -Richtung auf dem Flachbandprüfstand mit stehendem Rad.

Übertragungsfunktionen

Die Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften in Abbildung 86 zeigen, dass wie bei den Versuchen auf dem Vierstempelprüfstand die Messung des WFS eine eigene Dynamik hat. Die Kohärenz weist darauf hin, dass die Ergebnisse von 4 bis 20 Hz eine hohe Linearität zwischen den Kräften besitzen. Weiterhin ist zu erkennen, dass es bei ca. 16 Hz mit dem Viertelfahrzeug-Konzept keine lokale Änderung der Übertragungsfunktion gibt. Nach der Kompensation der Trägheitskraft vom Prüfstand besteht noch eine große Abweichung zwischen der Vertikalkraft des WFS und der ermittelten dynamischen Radlast. Ab ca. 5 Hz ist diese Abweichung im Phasengang bereits über 5° . Im Frequenzbereich von über 10 Hz beträgt die Phasendifferenz über 25° , wobei die Amplitudendifferenz einen Anteil von ca. 40 % erreicht. Darüber hinaus liegt die Messung des WFS bei ca. 3 Hz um 5 % niedriger als die dynamische Radlast. Mit Hilfe der Trägheitskraftkompensation in Gleichung (6.3) liegt die Phasendifferenz in der Radlastmessung bis 20 Hz durchaus unter 5° . Nach der Kompensation ist die Differenz im Amplitudengang unter ca. 17 Hz weniger als 5 %. In der Nähe von 21 Hz ist die Amplitudendifferenz weiter auf ca. 15 % gestiegen. Das weist darauf hin, dass bei niedrigen Frequenzen die Trägheitsmasse von ca. 20 kg in der Messdynamik des WFS die entscheidende Rolle spielt. Es muss noch weiter untersucht werden, warum die Kompensation nur bis ca. 17 Hz ein genaues Ergebnis ausgibt. Die Erkenntnisse aus den Ergebnissen werden wie folgt zusammengefasst:

- Die Grenze der Radlastmessung im Phasengang mit einer Genauigkeit besser als 5° wird durch die Trägheitskraftkompensation von ca. 5 Hz auf mindestens 20 Hz erweitert.
- Die Grenze der Radlastmessung im Amplitudengang mit einer Genauigkeit besser als 5 % wird durch die Trägheitskraftkompensation auf ca. 17 Hz erweitert.
- Die Hypothese H6.2 gilt nach den Ergebnissen auf dem Flachbandprüfstand als bewährt, da die Änderung in der Übertragungsfunktion nicht mehr zu finden ist und die Kraftkompensation bis ca. 17 Hz erfolgreich ist.

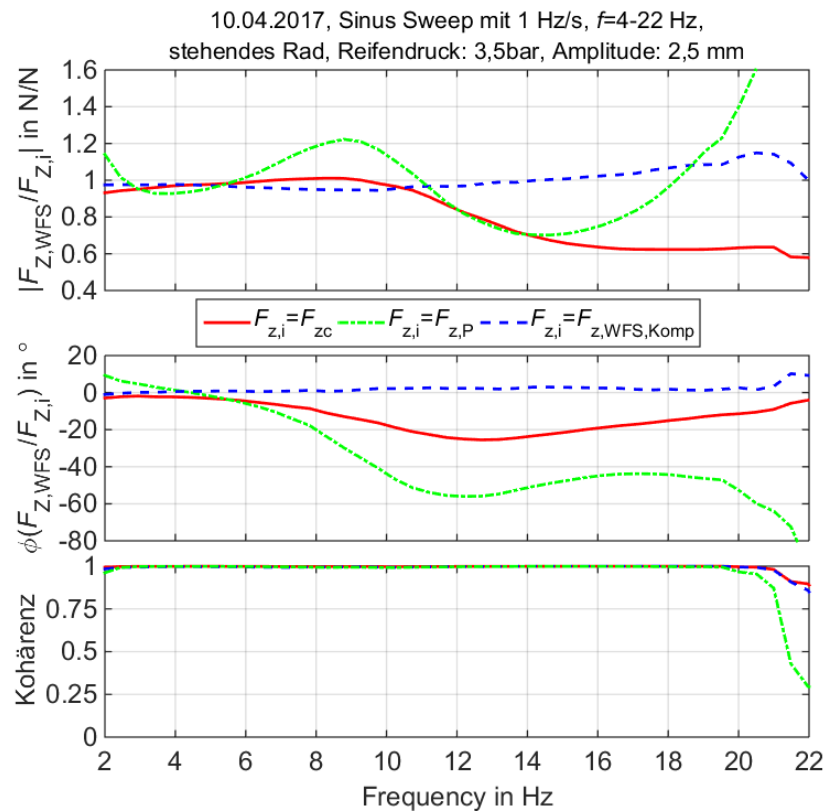


Abbildung 86: Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften in z-Richtung auf dem Flachbandprüfstand mit stehendem Rad.

Abbildung 87 stellt die Frequenzantworten der Kräfte dar. Es lässt sich erkennen, dass die berechnete dynamische Radlast bis ca. 17 Hz eine gute Übereinstimmung mit der kompensierten Kraft des WFS hat. Ab ca. 17 Hz liegt $F_{z,WFS,Komp}$ höher als F_{zc} im Amplitudengang, oder anders gesagt, die Trägheitskompensation in diesem Frequenzbereich ist vermutlich zu viel. Eine Erklärung dafür wäre, dass der Reifen nicht mehr komplett als Starrkörper angeregt wird. Dadurch gilt die Hypothese H 6.1 als falsifiziert. In den folgenden Abschnitten wird die Aussage durch die Simulationen nochmal überprüft.

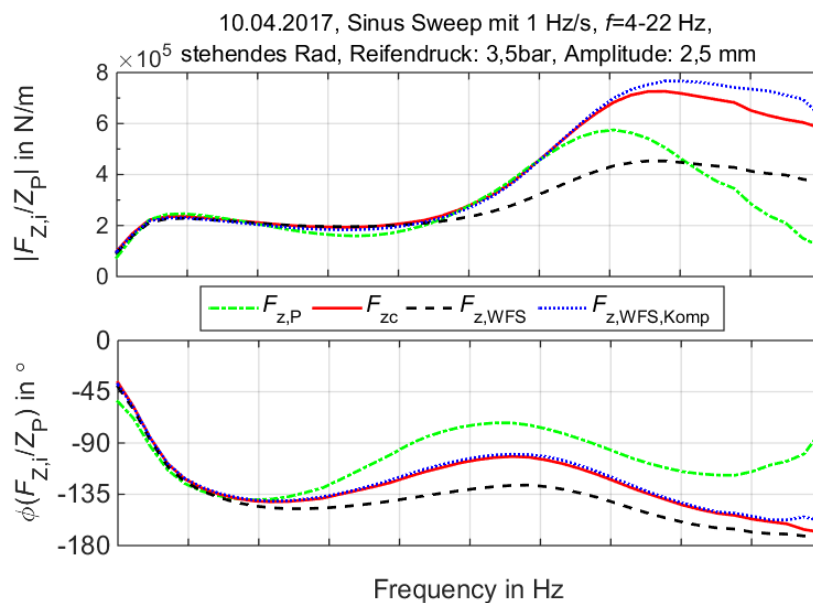


Abbildung 87: Übertragungsfunktionen zwischen Kräften und der simulierten Fahrbahnanregung in z-Richtung auf dem Flachbandprüfstand mit stehendem Rad.

6.3.4 Simulationsergebnisse

Die Simulationsmodelle für die Versuche auf dem Flachbandprüfstand sind durch die vorher vorgeschlagene Methodik parametrisiert, wobei die auf dem Hydropulser identifizierten Parameter für das Reifenmodell übernommen werden. Aufgrund der hier eingesetzten Luftfeder ist es jedoch schwierig, das Viertelfahrzeugmodell mit einem linearen Ansatz zu parametrisieren. Dadurch können die Abweichungen zwischen Simulationen und Versuchen erklärt werden. Die Ergebnisse mit dem Einmassenschwinger-Modell und dem Zweimassenschwinger-Modell bis 30 Hz in Abbildung 88 zeigen, dass beim Einmassenschwinger-Modell die Kraftkompensation durchaus möglich ist, die Abweichung nach der Kompensation kann jedoch nur vom Zweimassenschwinger-Modell nachgebildet werden. Durch die Kompensation ist bis 30 Hz beim zweiten Modell eine phasenneutrale Messung möglich. Die Differenz im Amplitudengang bei 30 Hz wird von mehr als 30 % weniger auf ca. 20 % mehr korrigiert.

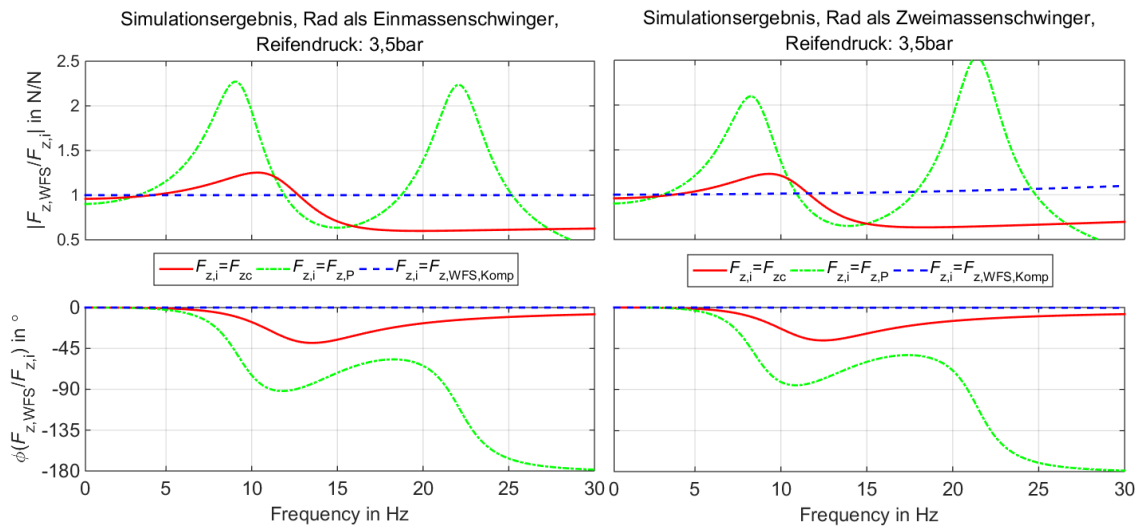


Abbildung 88: Simulationsergebnisse bis 30 Hz, Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften in z-Richtung auf dem Flachbandprüfstand; links: Einmassenschwinger-Modell, rechts: Zweimassenschwinger-Modell

Da das Zweimassenschwinger-Modell bis über ca. 90 Hz auf dem Hydropulser im hohen Maß validiert ist, ist es sinnvoll, eine Vorhersage des Messverhaltens des WFS anhand der Simulationen im hohen Frequenzbereich zu treffen. Aufgrund dessen werden die Simulationsergebnisse weiter bis 150 Hz in Abbildung 89 dargestellt. Die Übertragungsfunktionen zeigen, dass die Amplitudendifferenz zwischen Kraft des WFS und der Radlast bis zur Eigenfrequenz des Reifengürtels ständig steigt. Bei hohen Frequenzen ist diese Abweichung so groß, dass die Kompensation dieser Trägheitskraft nicht durchgeführt werden darf. Die Trägheitskraftkompensation mit der Radträgerbeschleunigung erhöht theoretisch die Genauigkeit der Radlastmessung erst dann, wenn die Signale phasenneutral mit ca. 20 Hz tiefpassgefiltert werden. Die Informationen über 20 Hz gehen jedoch dadurch verloren.

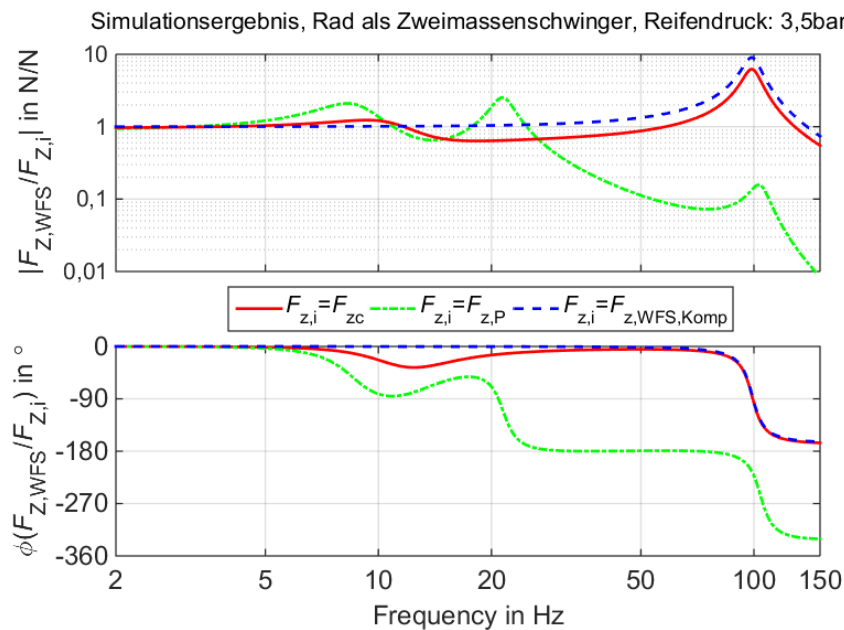


Abbildung 89: Simulationsergebnisse bis 150 Hz, Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften in z-Richtung auf dem Flachbandprüfstand, Zweimassenschwinger-Modell

6.3.5 Messung mit rotierendem Rad

Wie vorher erwähnt, können die Versuche auf dem Flachbandprüfstand mit rotierendem Rad wegen der technischen Probleme nur bis 13 km/h durchgeführt werden. Das Ziel der Messung ist, die Übertragbarkeit der Erkenntnisse aus den Versuchen mit stehendem Rad zu überprüfen. Bei der Bewertung dieser ist aufgefallen, dass mehr Störungen durch die Drehung des Rades entstehen. Weiterhin ist bei der Auswertung keine einheitliche Datensynchronisation durch die vorgeschlagene Methodik möglich, wobei die Ursache dafür noch unbekannt sind. Welches physikalische oder messtechnische Problem hier eine Rolle spielt, bleibt noch offen. Eine sorgfältige Untersuchung aller Signale muss noch in der Zukunft umgesetzt werden. Trotzdem wird die Auswertung durchgeführt, wobei die Datensynchronisationen durch Zeitfenster in einzelnen Abschnitten durchgeführt wird.

Die Ergebnisse in Abbildung 90 zeigen, dass die ausgewerteten Arbeitspunkte wegen der Störungen mit rotierendem Rad um die Übertragungsfunktionen des stehenden Rades streuen. Anhand der dargestellten Messergebnisse ist keine Änderung der Übertragungsfunktionen festzustellen. Optimierungen in der Durchführung der Versuche auf dem Flachbandprüfstand mit rotierendem Rad werden in der Zukunft noch benötigt.

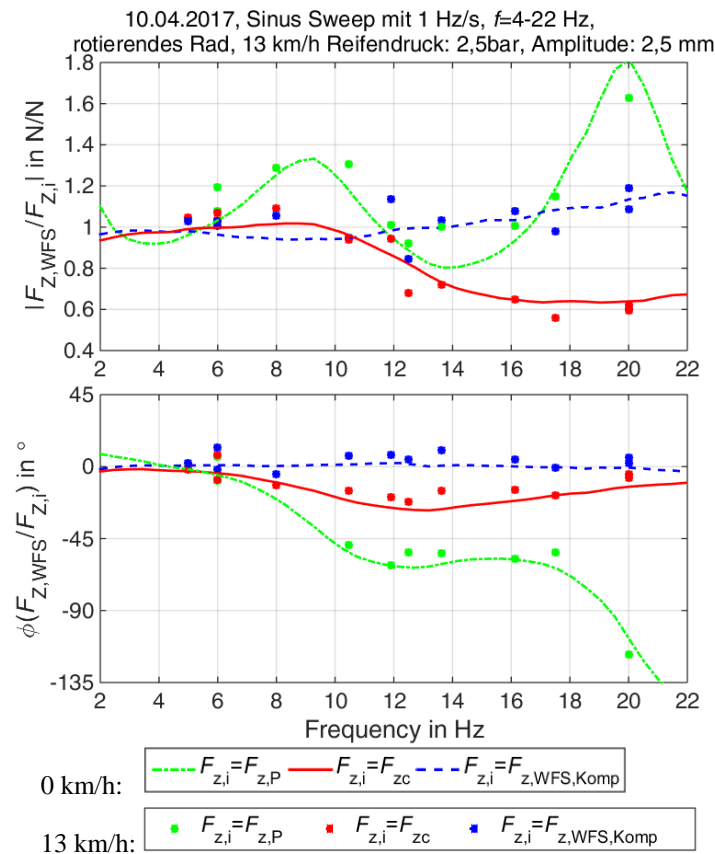


Abbildung 90: Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften in z-Richtung auf dem Flachbandprüfstand mit stehendem Rad und mit rotierendem Rad.

6.4 Fazit und Diskussion zu den Ergebnissen

Das vertikaldynamische Messverhalten des WFS wurde auf drei verschiedenen Prüfständen untersucht und durch zwei Simulationsmodelle mit linearem Modellierungsansatz beschrieben. Darüber hinaus wurden die Datensynchronisationsmethoden für die Auswertung der Versuchsergebnisse und die Parametrierungsmethoden für die Simulationen mit Erfolg entwickelt. Zudem wurden die Ergebnisse anhand der erstellten Kriterien ausgewertet. Die Anregungsamplitude wurde auf 1 bis 2,5 mm beschränkt, um die Einflüsse von Nichtlinearitäten geringzuhalten.

Die Ergebnisse auf dem Vierstempelprüfstand zeigen zuerst, dass die Qualität der Messdaten bei hohen Frequenzen begrenzt ist. Weiterhin wird betont, dass die Messgenauigkeit und die Datensynchronisation eine entscheidende Rolle spielen, weil die Referenzmessung an der Radaufstandsfläche indirekt erfolgt. Die Datensynchronität kann aber indirekt anhand der Charakteristik der Messung bestimmt werden. Der Einfluss der Dämpfereinstellungen auf die Kraftmessung des WFS werden durch die Versuche nochmal bestätigt. Mit Hilfe des Beschleunigungssensors am Radträger können jedoch die Einflüsse durch die Trägheitskraft zwischen dem WFS und dem Boden kompensiert werden. Darüber hinaus wird vermutet, dass die lokalen Änderungen in den Übertragungsfunktionen bei ca. 16 Hz auch aus der Charakteristik der Radaufhängung erklärt werden können.

Um die Einflüsse der Radaufhängung und des Aufbaus auszuschließen und ein tiefgehendes Verständnis der Kraftübertragung des Reifens unter Betrachtung des WFS zu erlangen, wurden Untersuchungen auf dem Hydropulser durchgeführt. Nach der erfolgreichen Datensynchronisation wurde die Charakteristik der Kraftmessungen dargestellt. Zwei Simulationsmodelle mit linearem Modellierungsansatz, die das Rad als einen Starrkörper oder mit der Felge und dem Reifengürtel als zwei Teile betrachten, wurden anhand der Versuchsergebnisse parametrisiert. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass das Einmassenschwinger-Modell die Messdynamik des WFS mit fixierter Radmitte ab ca. 50 Hz nicht repräsentieren kann. Im Gegensatz dazu kann das Zweimassenschwinger-Modell die Versuchsergebnisse gut nachbilden. Die Abweichung in der Kraftmessung konnte auf die lineare Modellierung zurückgeführt werden, wobei die Messfehler bei hohen Frequenzen für die indirekt berechnete Radlast Einfluss nehmen können. Eine weitere erworbene Erkenntnis ist, dass die Messdynamik des WFS zur sogenannten dynamische Steifigkeitsänderung in den Versuchen führt. Mit dem linearen Modellierungsansatz können die gemessenen Kennlinien in hohem Maß im Frequenzbereich ohne Reibung und ohne das Maxwell-Element gebildet werden.

Aufgrund der eindeutigen Viertelfahrzeug-Konstruktion, der besseren Signalqualität und der Möglichkeit zur Messung mit rotierendem Rad wurden am Ende die Versuche auf einem Flachbandprüfstand durchgeführt. Dabei muss zur Messung der Kraft an der Radaufstandsfläche der Einfluss des Bandes in Betracht gezogen werden. Nach der Datensynchronisation haben die Messergebnisse gezeigt, dass die Resonanzphänomene knapp oberhalb der Radeigenfrequenz bei dieser Konstruktion nicht mehr zu finden sind. Die Kompensation der Trägheitskraft mit Hilfe des Radträgerbeschleunigungssensors erreicht bis ca. 17 Hz eine Abweichung von weniger als 5 Prozent in der dynamischen Radlastmessung und einen neutralen Phasengang, womit gezeigt wird, dass die Grenze der Messgültigkeit des WFS um mindestens zwei Oktaven erweitert wird. Mit Hilfe der Simulationsmodelle wird darauf hingewiesen, dass die Eigenfrequenz des Reifengürtels für die Abweichung der Kraftmessung nach der Kompensation bei hohen Frequenzen verantwortlich ist. Aufgrund der technischen Probleme wurde der Versuch mit rotierendem Rad und simulierter vertikaler Fahrbahnanregung nur bis 13 km/h realisiert. Die unbekannten Störungen und die Instabilität in den Phasen der Signale haben die Auswertung erschwert. Durch Synchronisation in kleinen Fenstern wurden die Ergebnisse mit stehendem und rotierendem Rad bei 13 km/h verglichen, wobei kein eindeutiger Unterschied zu identifizieren war.

Basierend auf den erworbenen Erkenntnissen ist zu sehen, dass eine weitere Optimierung der dynamischen Radlastmessung nur durch die Messung der Gürtelbewegung realisiert werden kann. Aus messtechnischer Sicht ist sie nach dem Kenntnisstand des Autors sehr schwer zu realisieren. Durch optische Ansätze mit hoher Messdynamik würde vermutlich noch weiteres Potential existieren. Die realistischeren Potenziale in der Untersuchung bestehen in der Optimierung der Messgenauigkeit und der Messdynamik vom Flachbandprüfstand und in der Verbesserung der Datensynchronisation insbesondere zur Berechnung der Radlast. Darüber hinaus ist die nichtlineare Modellierung der Modelle weiter zu diskutieren, um die damit verbundenen zusätzlichen Vorteile und Nachteile zu bewerten.

7 Nullabgleich und Koordinatensysteme

In diesem Kapitel wird auf den Nullabgleich und die Koordinatentransformation, die im niedrigen Frequenzbereich in der Fahrdynamikuntersuchung entscheidend sind, eingegangen. Durch den Nullabgleich wird die z -Richtung des WFS-Koordinatensystems auf die z -Richtung des radfesten Koordinatensystems beim Stillstand oder beim Ausrollen mit niedriger Fahrgeschwindigkeit ausgerichtet. Dabei werden die Messwerte auch nach vordefinierten Kriterien initialisiert. Damit wird das Funktionsprinzip des Nullabgleichverfahrens analysiert und die möglichen Störungen werden erläutert. Nach den Versuchsergebnissen werden Optimierungsvorschläge zur Durchführung des Nullabgleichs gegeben. Wie oben in Kapitel 1 erläutert, müssen die gemessenen Kräfte und Momente je nach Thema in verschiedenen Koordinatensystemen betrachtet werden²⁷¹. Die vom Sensor aufgenommenen Kräfte und Momente werden mit Hilfe der Abstützungseinheit ins WFS-Koordinatensystem transformiert. Die möglichen Fehler bei der Abstützungseinheit werden bei vier bekannten Messkonzepten analysiert. Zur Transformation der Kräfte und Momente ins gewünschte Koordinatensystem werden weitere Messgeräte wie WPS, LGS und ADMA (Automotive Dynamic Motion Analyzer) verwendet. Hierfür werden die Einflussfaktoren auf das Messergebnis untersucht.

7.1 Nullabgleich

Wie in Kapitel 2.2.1 diskutiert, ist entscheidend, ob die Realität in Fahrversuchen der Annahme für den Nullabgleich des Messsystems entspricht. Es ist bekannt, dass im Rahmen dieser Arbeit eine statische und eine dynamische Methode für den Nullabgleich des WFS zur Verfügung steht. Hier sind einige Störeinflüsse bei den zwei Methoden und den daraus folgenden Auswirkungen auf die Messgenauigkeit zu berücksichtigen.

7.1.1 Störeinflüsse

Nach dem Nullabgleich verhält es sich bei dem in der Arbeit eingesetzten WFS so, dass die Kraft in y -Richtung $F_{y,M}$ und das um die Y_M -Achse wirkende Moment $M_{y,M}$ auf null gesetzt werden. Das ist jedoch unabhängig davon, ob eine Kraft in y_M -Richtung oder ein Moment um die Y_M -Achse existiert. Damit wird zugleich die Z_M -Achse des Sensors festgelegt, wo die Kraft in x -Richtung $F_{x,M}$ gleich null ist. Wenn hier beispielsweise unerwünschte Spannkraften und -momente auftreten, führen diese Störungen beim Nullabgleichvorgang zu Offsetfehlern in den Messergebnissen. Darüber hinaus ist zu beachten,

²⁷¹ siehe Abschnitt 1.2.1

ob sich die Rahmenbedingungen beim Nullabgleich während der Versuchsfahrten geändert haben. Nach der Diskussion in Abschnitt 2.6.3 werden die potenziellen Störungen beim Nullabgleich wie folgt zusammengefasst.

Statischer Nullabgleich

Beim statischen Nullabgleich haben alle Störungen, die während der dynamischen Messfahrten auf unebener Fahrbahn entstanden sind, keinen Einfluss auf die Initialisierung der Messung. Daher ist anzunehmen, dass die Signalqualität der Methode besser als die des dynamischen Nullabgleichs ist^{272a}. Diese Annahme ist jedoch nicht unumstritten. Da der statische Nullabgleich mit angehobenen Rädern durchgeführt werden muss, wobei die Z_M -Achse der Messung auf die Wirkachse der Erdanziehungskraft gelegt wird, sind folgende Störmöglichkeiten bei diesem relativ zeitaufwändigen Vorgang zu berücksichtigen:

- **A1:** Die Abweichung der Horizontalebene des Fahrzeugaufbaus zwischen dem angehobenen Zustand und dem fahrenden Zustand. Insbesondere durch das einachsige Anheben des Fahrzeugs führt das Nicken des Aufbaus zur Abweichung der Z -Achse zwischen dem fahrzeugfesten Koordinatensystem und dem radfesten Koordinatensystem $\Delta\theta_{w,e}$ ²⁷³. Hierdurch werden die Kraft- und Momentmessungen in x -Richtung und in z -Richtung ($F_{x,M}$, $F_{z,M}$, $M_{x,M}$, $M_{z,M}$) auf Basis des WFS-Koordinatensystems beeinflusst. Im Vergleich mit dem dynamischen Nullabgleich ist die Radlast hier viel geringer und damit steigt die Sensitivität des Ergebnisses gegenüber der störenden Kraft in x -Richtung.
- **B1:** Die Y -Achse des radfesten Koordinatensystems variiert beim Ausfedern des Rades. Um die Annahme der freien Seitenkraft zu erfüllen, soll die Y_M -Achse des Rades jedoch waagrecht bleiben, damit die Schwerkraft des Rades sich nicht in y_M -Richtung auswirkt. Ansonsten entsteht hier ein Offsetfehler für die Kraft $F_{y,M}$.
- **C1:** Das interne verbleibende Spannungsmoment des WFS um die Y_M -Achse kann zum Offsetfehler für das Moment um die Y -Achse $M_{y,M}$ führen.

Dynamischer Nullabgleich

Beim dynamischen Nullabgleich fährt das Versuchsfahrzeug in der Regel mit einer niedrigen Geschwindigkeit innerhalb eines vordefinierten Zeitraums oder vordefinierter Umdrehungen^{272b} auf einer ebenen Fahrbahn mit möglichst glatter Straßenoberfläche. Wegen der unvermeidbaren Anregungen von der Fahrbahn und vom Fahrwerk wird vermutet, dass die Signalqualität der Methode eingeschränkt ist^{272a}. Im Vergleich mit dem statischen Nullabgleich besteht ein Vorteil der Methode ohne Aufheben der Räder darin, dass das

²⁷² Kistler Group: Betriebsanleitung, RoaDyn® P625, RoaDyn® P650, 2012, a: S. 60; b: S. 40.

²⁷³ siehe Abbildung 8

fahrzeugfeste Koordinatensystem beim dynamischen Nullabgleich dem normalen Fahrzustand entspricht. Durch die Analyse des Funktionsprinzips der dynamischen Nullabgleichmethode werden folgende Faktoren als Störungen abgeleitet:

- **A2:** Einflüsse der Dauer des Vorgangs und der Ausrollgeschwindigkeit. Hier muss ein Gleichgewicht zwischen den beiden Faktoren erreicht werden.
- **B2:** Beim Ausrollen des Fahrzeugs weichen der Winkel $\Delta\theta_{w,e}$ und das Moment in y -Richtung $M_{y,w}$ aufgrund der verbleibenden Kräfte und Momente wie Rollwiderstandskraft oder restliches Bremsmoment vom idealen Wert null ab. Dadurch werden die Kraft- und Momentmessungen ($F_{x,M}$, $F_{z,M}$, $M_{x,M}$, $M_{y,M}$, $M_{z,M}$) beeinflusst.
- **C2:** Aus den Fahrwerkeigenschaften wie beispielsweise Spurwinkel, Sturz und Fahrwerkkinematik wirkt in der Regel immer eine Seitenkraft $F_{y,w}$ auf das Rad in y -Richtung. Nach dem dynamischen Nullabgleich ist daher bei der Kraftmessung in y -Richtung $F_{y,M}$ mit einem Offsetfehler zu rechnen.

7.1.2 Optimierungsvorschläge

Um möglichst wenige Fehler beim Nullabgleichvorgang zuzulassen, werden nach dem vertieften Systemverständnis folgende Optimierungsvorschläge gegeben. Wichtig ist, die Überprüfung des Nullabgleichvorgangs in die Messprozedur einzubinden, um die potenziellen Fehler durch passende Methoden frühzeitig zu identifizieren.

Statischer Nullabgleich

- **A1:** Der Einfluss des Aufbaunickens beim statischen Nullabgleich kann vermieden werden, wenn das Fahrzeug mit Wagenhebern jeweils vorne und hinten angehoben wird. Durch eine Wasserwaage wird ermöglicht, dass der Aufbaunickwinkel unverändert bleibt. Eine Radlastwaage kann auch verwendet werden, um die Ergebnisse zu überprüfen.



Abbildung 91: Statischer Nullabgleich, links: Fahrzeug mit zwei Wagenhebern angehoben, rechts: Wasserwaage

- **B1:** Mithilfe der auf dem Reifenprofil angebrachten Wasserwaage wird zugleich das radfeste Koordinatensystem kontrolliert, um eine seitenkraftfreie Positionierung des Rades zu verwirklichen. Dieses Ziel wird durch die Höhe der einseitig angeordneten Wagenheber erreicht.
- **C1:** Um den Einfluss des internen verbleibenden Spannmoments des WFS direkt nach dem statischen Nullabgleich zu identifizieren, wird vorgeschlagen, die Signale des WFS bei angehobenem Rad nach Drehung des Rades in zwei Richtungen mehrfach zu überprüfen. Idealerweise sollen hier die Messwerte $F_{x,M}$, $F_{y,M}$, $M_{y,M}$ bei null bleiben.

Dynamischer Nullabgleich

- **A2:** Je höher die Geschwindigkeit ist, desto stärker wirken die Bodenanregungen. Mit zu niedriger Geschwindigkeit unter 5 km/h kann die zurückgelegte Strecke jedoch kürzer als benötigt sein. Wenige Radumdrehungen können beispielsweise zur Ungenauigkeit in der Identifikation der Z_M -Achse führen. Deswegen stellt sich die Frage, welche Kombination der Dauer des Vorgangs und der Ausrollgeschwindigkeit optimal für den dynamischen Nullabgleich ist. Es wird empfohlen, den dynamischen Nullabgleich mit einer Anfangsgeschwindigkeit von ca. 12 km/h und einer Zeitdauer von mindestens 5 s durchzuführen, damit die zurückgelegte Strecke lang genug ist. Auf dieser Weise werden bei der verwendeten Messtechnik die Kraft- und Momentschwankungen gemittelt, um die Unsicherheit im Ergebnis zu senken²⁷⁴.
- **B2:** Es wird vermutet, dass der Rollwiderstand zu den wichtigsten Faktoren gehört. Um ihn zu identifizieren, wäre es sinnvoll, Messungen bei dem Vorwärts- und Rückwärtsfahren, insbesondere bei der nicht angetriebenen Achse, durchzuführen. Ob der Rollwiderstandsbeiwert für den dynamischen Nullabgleich als ein Parameter für die Korrektur dieses Fehlers angenommen werden kann, muss noch genauer untersucht werden. Eine weitere mögliche Lösung besteht darin, die Abweichungen wie beim statischen Nullabgleich mit angehobenem Rad zu dokumentieren und in der Datenauswertung zu korrigieren.
- **C2:** Der Offsetfehler der Seitenkraftmessung wird durch mehrere Faktoren verursacht. Es wäre möglich, diese Einflussfaktoren unter Annahme vereinfachter linearer Modellvorstellungen zu identifizieren. Welche Genauigkeit dadurch erreicht werden kann, muss noch untersucht werden. Hier wäre es auch sinnvoll, die entstandenen Abweichungen wie beim statischen Nullabgleich mit angehobenem Rad zu überprüfen.

²⁷⁴ Betreute Bachelorthesis: Hammel, F.: Experimentelle Fehleruntersuchung, 2016.

7.1.3 Fazit

Das Funktionsprinzip des Nullabgleichs wurde in diesem Abschnitt vorgestellt und diskutiert. Zudem werden entsprechende Optimierungsvorschläge gegeben. Dabei lassen sich zwei Methoden unterscheiden: statischer und dynamischer Nullabgleich. Der statische Nullabgleich hat den Vorteil, dass keine Störung des ausrollenden Fahrzeugs vorliegt. Aufgrund des Anhebens des Fahrzeugs ist dieses Verfahren jedoch wesentlich zeitaufwändiger. Im Vergleich zum statischen Nullabgleich erfordert die Durchführung des dynamischen Nullabgleichs weniger Zeit und Aufwand. Eine genaue Definition der Zeitdauer und der Geschwindigkeit kann dabei helfen, den Einfluss der Störungen zu minimieren. Zudem müssen die unvermeidbaren Offsetfehler, die aufgrund der verbleibenden Kräfte und Momente entstanden sind, berücksichtigt werden. Wenn Fehler dieser Art themenabhängig eine entscheidende Rolle spielen, wird vorgeschlagen, das Resultat des dynamischen Nullabgleichs wie beim statischen Nullabgleich bei angehobenem Zustand nochmals zu überprüfen. Unter der Annahme, dass der Nullabgleich optimal durchgeführt ist, wird im Folgenden auf die Untersuchung bezüglich der Koordinatensysteme eingegangen.

7.2 Koordinatensysteme

7.2.1 Messprozedur

Wie in Abschnitt 1.2.1 erwähnt, ist es für eine Erhöhung der Messgenauigkeit unverzichtbar, die vom WFS gemessenen Kräfte und Momente mithilfe zusätzlicher Messtechnik in das verwendete Koordinatensystem zu transformieren. Es wird deutlich, dass die direkte Anwendung der Messwerte ohne Transformation in dynamischen Situationen wesentliche Fehler erzeugt. Besonders schwerwiegend sind Fehler, die die hohe statische Radlast auf andere Dimensionen übersprechen lässt. Die Messprozedur sowie die Koordinatentransformation mit WFS, WPS, LGS und ADMA werden in Abbildung 92 zusammengefasst. Im ersten Schritt geht es um die Bereitstellung der Messwerte, wobei die Einstellung der Parameter für die interne Berechnung der Messtechnik sowie der Nullabgleich durchgeführt werden. Zudem werden die Messwerte in diesem Schritt einzeln oder durch vordefinierte Probeversuche auf ihre Richtigkeit geprüft. Im zweiten Schritt werden die geprüften Messwerte durch das Datenerfassungssystem gespeichert. Aus dem Flussdiagramm ist zu erkennen, dass die Koordinatentransformationen der Kräfte und Momente mit Hilfe unterschiedlicher Kombinationen der Messtechnik ermöglicht werden. Die Transformation ins radfeste Koordinatensystem ergibt sich aus dem Abstand der Sensorebene zur Radmittelebene. Durch den WPS wird eine Transformation der Kräfte und Momente ins fahrzeugfeste Koordinatensystem ermöglicht. Des Weiteren soll beachtet werden, dass durch Exzentrizität der Drehachse des WPS-Adapters keine Messfehler entstehen. Zur Transformation ins reifenfeste Koordinatensystem wird jedoch die Messung des fahrbahnseitigen Sturzes des Rades durch den LGS benötigt. Weiterhin wird zusätzlich der ADMA-Sensor zusammen mit dem WPS verwendet, um die Messwerte ins

horizontierte Koordinatensystem zu transformieren. Welche Einflussfaktoren bei der Koordinatentransformation zu Messfehlern führen können, muss noch verdeutlicht werden. Darüber hinaus muss die Frage, wo die Grenzen der zur Verfügung stehenden Messkonzepte liegen, vor den Versuchen beantwortet werden, um eine optimale Lösung unter Berücksichtigung von Aspekten wie Fahrmanöver, Genauigkeit, Kosten, Zeit usw. zu finden. Daher wird angestrebt, die Messfehler und die Kompensationsmaßnahmen in verschiedenen Fahrmanövern auszuwerten.

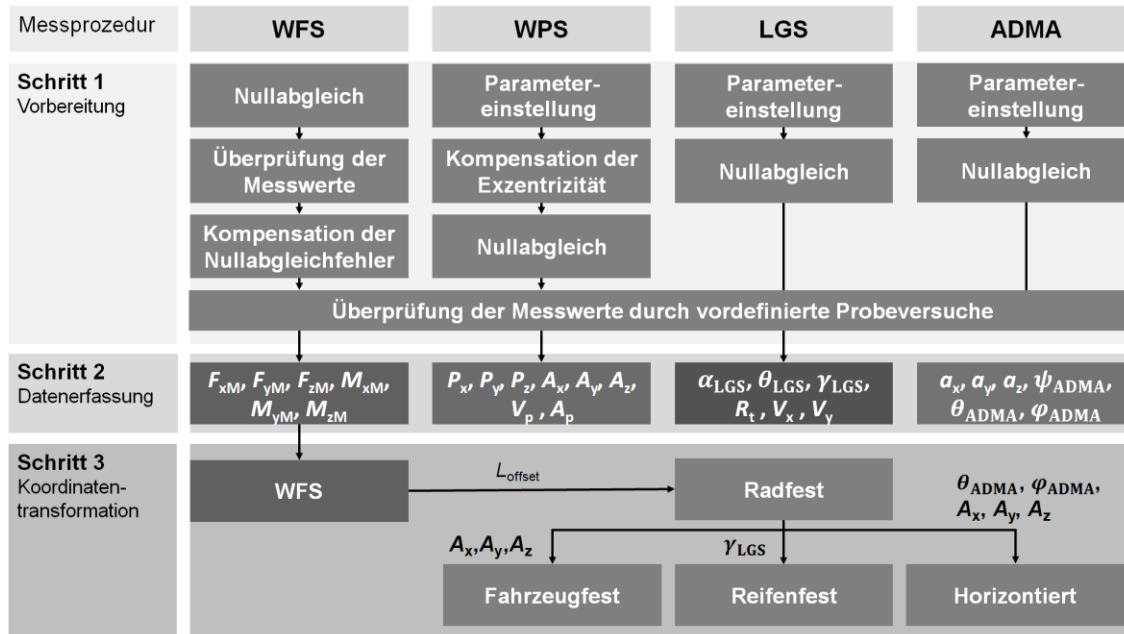


Abbildung 92: Messprozedur und Koordinatentransformation mit WFS, WPS, LGS und ADMA

7.2.2 Fehleranalyse

Transformation vom sensorfesten ins WFS-Koordinatensystem

Der ermittelte Raddrehwinkel sorgt für die Transformation der vom Sensor aufgenommenen Kräfte und Momente ins WFS-Koordinatensystem. Ein Fehler bei der Messung des Raddrehwinkels führt zu Fehlern bei der Transformation vom Sensor- ins WFS-Koordinatensystem. Für diesen Zweck wurden die vier Konzepte der Abstützungseinheiten, unter der Annahme einer ebenen Fahrbahn, in Abschnitt 2.4.1 detailliert diskutiert.

- **A: An dem Radträger oder der Radaufhängung:** Mit diesem Messkonzept wird ein Teil des Encoders an dem Radträger oder der Radaufhängung befestigt. In diesem Fall umfasst der vom Encoder ermittelte Raddrehwinkel sowohl den tatsächlichen Raddrehwinkel als auch den Drehwinkel des Radträgers oder der Radaufhängung um die Raddrehachse. So entsteht beim Einlenken sowie beim Ein- und Ausfedern ein Messfehler des Raddrehwinkels.
- **B: An der Felge:** Wie vorher diskutiert, neigt sich die Z_M -Achse des WFS-Koordinatensystems beim Konzept B beim Einlenken, dadurch wird ein großer Winkelfehler erzeugt.

- **C: An der Felge mit Winkelkorrektur am Aufbau:** Im Vergleich zum Konzept B wird ein zweiter Encoder zur Kompensation der Winkelabweichung eingeführt. Dadurch soll eine nur geringe Abweichung aufgrund der Ausrichtung des Encoders und der Bewegung des Aufbaus verbleiben.
- **D: An der Felge mit Parallelogramm-Gestänge:** Für dieses Konzept wird der verwendete WPS als Beispiel herangezogen. In diesem Fall wird das nicht drehende Teil des Encoders durch ein Parallelogramm-Gestänge mit der Karosserie verbunden. Theoretisch können hier die Elastizität und die Schwingung des Systems um die Raddrehachse und die Aufbaubewegung vor allem bei starkem Nicken zum Messfehler führen.

Transformation vom radfesten ins fahrzeugfeste oder horizontierte Koordinatensystem

Hier werden für die Berechnung die gemessenen Winkel relativ zum Fahrzeugaufbau (A_x , A_y , A_z) von WPS verwendet. Wie in Kapitel 2.4.2 erläutert, hängt die Genauigkeit der Messung hauptsächlich von Einflüssen wie Steifigkeit des Systems und der Karosserie ab. In Fahrversuchen werden dynamische Kräfte an verschiedenen Stellen des Messsystems in allen Richtungen aufgebracht. Dadurch können elastische Verformungen und Schwingungen im System hervorgerufen werden, die zur Abweichung der Messwerte führen. In einer Untersuchung werden die Steifigkeiten des Systems sowohl bei den Befestigungsstellen zur Karosserie als auch beim WPS selbst analysiert²⁷⁵. Darauf basierend wird untersucht, inwieweit die Steifigkeiten die Genauigkeit der Messung beeinflussen.

Transformation vom radfesten ins reifenfeste Koordinatensystem

Unter der Annahme einer flachen Fahrbahn wird zur Transformation der Kräfte und Momente vom radfesten ins reifenfeste Koordinatensystem der fahrbahnbezogene Sturzwinkel des Rades γ_{LGS} benötigt, der von LGS²⁷⁶ ermittelt ist. In der Praxis hat die Fahrbahnunebenheit einen Einfluss auf die optische Abstandsmessung, wobei dieser Faktor im Umfang der Arbeit nicht detailliert berücksichtigt wird.

7.2.3 Methodik

Zur Untersuchung der Messfehler bezüglich der Koordinatentransformation werden die Messmodelle der vorhandenen Konzepte unter Berücksichtigung der Messprinzipien und der Elastizität in den Systemen in Simulationen erstellt. Durch die Fehleranalyse werden folgende Einflussfaktoren identifiziert:

- Fehler der Raddrehwinkelmessung bei der Transformation vom sensorfesten ins WFS-Koordinatensystem. Hier funktionieren die verschiedenen Messkonzepte in

²⁷⁵ Betreute Bachelorthesis: Hammel, F.: Experimentelle Fehleruntersuchung, 2016.

²⁷⁶ siehe Abschnitt 2.4.3

Simulationen unter idealen Bedingungen. e Nur die durch die Messprinzipien entstandenen Fehler werden berücksichtigt.

- Messfehler des WPS wegen der Elastizitäten im System. Bei der Transformation vom radfesten ins fahrzeugfeste oder horizontierte Koordinatensystem werden Messwerte des WPS verwendet. Deswegen werden die Elastizitäten an verschiedenen Stellen des WPS modelliert und ihre Einflüsse auf die Messergebnisse simuliert. Darüber hinaus werden die Fehler in der Messung der Radbewegungen vom WPS mitberücksichtigt.

Mithilfe der Simulationen mit ausgewählten Fahrmanövern werden die Einflüsse im Zeitbereich qualitativ analysiert. Damit werden die Grenzen der Messkonzepte und die Optimierungsvorschläge diskutiert.

Fahrmanöver

Zur Diskussion der Einflussfaktoren bei der Koordinatentransformation werden die folgenden Fahrmanöver festgelegt:

- **Vollbremsung.** Das Ziel des Fahrmanövers ist, den Einfluss durch die Aufbaunickbewegung und die Längsverzögerung beim Bremsvorgang zu untersuchen. Hier wird in Simulationen das Fahrzeug von 100 km/h auf 5 km/h abgebremst. Vor Ende der Simulation werden eine Blockierung des Rades und ein Nickwinkel von ca. 1° erreicht.
- **Kreisfahrt.** Das Ziel der Kreisfahrt ist, das Einlenken des Rades und den Einfluss der Querschleunigung in quasi-statischen Situationen zu simulieren. Hier beträgt der Radius der Kreisfahrt 25 m. Mit langsam ansteigender Geschwindigkeit erreicht das Fahrzeug eine Querschleunigung von ca. 7 m/s^2 und einen Wankwinkel von ca. 1° innerhalb 25 s. Der Lenkwinkel des Rades steigt dabei von ca. 5° auf ca. $8,5^\circ$.

Modellierung

In den Simulationen werden die Messmodelle von WFS, WPS und LGS mit den entsprechenden mechanischen Eigenschaften in Adams/Car (Abbildung 93) aufgestellt. Das Gesamtfahrzeugmodell mit Feder-Dämpferbein-Radaufhängung an der Vorderachse und Verbundlenkerachse hinten wird, an das Versuchsfahrzeug angelehnt, nach eigenen Messungen parametrisiert, um die Systemeigenschaften qualitativ zu simulieren. Die aus den Untersuchungszielen abgeleiteten Anforderungen an die Messmodelle sind:

- Der mechanische Aufbau der Modelle soll mit den Messsystemen mit unterschiedlichen Messkonzepten übereinstimmen. Dazu gehören die geometrischen Abmessungen, die Gewichte sowie die Trägheitsmomente der einzelnen Teile. Die Parametrierung der Modelle erfolgt über ein Abwiegen des Systems sowie über eine Einschätzung mithilfe der CAE-Software. Damit kann eine ausreichende Qualität der Modelle für eine qualitative Auswertung erreicht werden.

- Die Messmodelle sollen in Simulationen implementiert werden können. Deswegen werden die Messgrößen des WFS durch Koordinatentransformation der simulierten Signale ermittelt. Die Messungen des WPS erfolgen wie in der Praxis über die Umrechnung der gemessenen Winkelsignale des einzelnen Encoders.
- Simulation der identifizierten Elastizitäten im System. Hierzu werden die Elastizitäten in den Gelenken des WPS und in den Saugnäpfen für die Verbindung des WPS mit der Karosserie berücksichtigt. Die restlichen Teile werden als Starrkörper angenommen, da sie aus Kohlenstofffaser oder Aluminium gefertigt sind und eine hohe Steifigkeit besitzen. Die Parametrierung der WPS-Simulationsmodelle wird mit Hilfe von statischen Versuchen durchgeführt²⁷⁷.

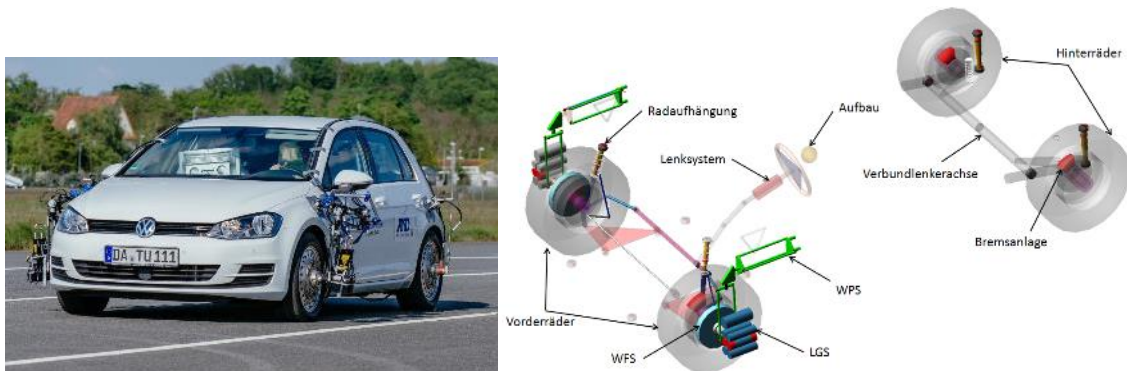


Abbildung 93: Fahrzeug mit WFS, WPS und LGS, links: Versuchsfahrzeug, rechts: Simulationsmodell²⁷⁷

7.2.4 Fehler der Raddrehwinkelmessung

Bei der Koordinatentransformation vom sensorfesten ins WFS-Koordinatensystem wird der Raddrehwinkel verwendet. Wie vorher erwähnt, folgen aus einem Fehler bei der Messung des Raddrehwinkels Abweichungen bei den gemessenen Kräften und Momenten. Abbildung 94 stellt die simulierten Fehler der Raddrehwinkelmessung von den oben genannten vier Messkonzepten bei der Vollbremsung und der Kreisfahrt dar.

²⁷⁷ Betreute Masterthesis: Li, Y.: Fehleruntersuchung und Modellierung in Fahrdynamikversuch, 2017.

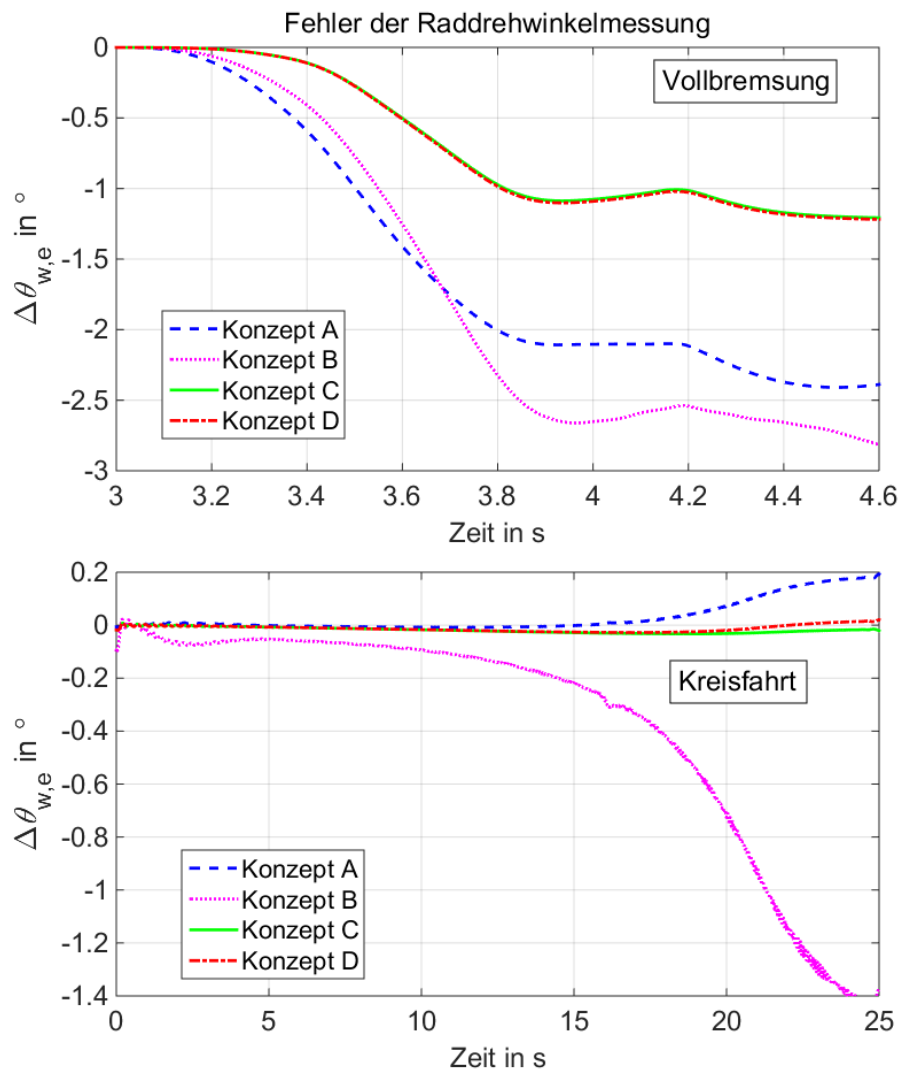


Abbildung 94: Fehler der Raddrehwinkelmessung, oben: Vollbremsung, unten: Kreisfahrt

Bei der Vollbremsung (oben) ist zu erkennen, dass die Fehler der Raddrehwinkelmessung bei den Konzepten A und B im Vergleich zu den Konzepten C und D offensichtlich größer sind. In dieser Situation sind die Fehler bei den Konzepten C und D fast ausschließlich durch die Nickbewegung des Aufbaus entstanden. Deswegen ist eine Kompensation dieser Abweichung durch die zusätzliche Messung des Nickwinkels noch möglich. Demgegenüber ist die Winkeländerung des Radträgers oder der Radaufhängung beim Konzept A aufgrund der Komplexität der Radaufhängung schwer zu erfassen und damit entsteht auch ein größerer Fehler in der Raddrehwinkelmessung. Beim Konzept B spielt die Längsbewegung des Rades relativ zum Fahrzeugaufbau eine zusätzliche Rolle. Aus diesem Grund ist die Abweichung beim Konzept B am größten. Auf der anderen Seite zeigt das Simulationsergebnis der Kreisfahrt mit konstantem Radius (unten), dass das Konzept D dank seines Konstruktionsvorteils die geringste Abweichung aufweist. Bei diesem Fahrmanöver hat das Aufbaunicken wenig Einfluss auf das Ergebnis, wobei der Lenkwinkel des Rades deutlich größer ist. Zudem misst das Konzept C mit einfacherem Aufbau den Raddrehwinkel für die Koordinatentransformation mit geringem Fehler. Im Vergleich dazu können die Messfehler bei den Konzepten A und B nicht einfach vernachlässigt werden. Insbesondere beim Konzept B hat sich der Messfehler durch die

Radbewegung beim Einlenken vergrößert²⁷⁸. Basierend auf den Ergebnissen wird folgende Schlussfolgerung gezogen: Wenn der verwendete Sensor nur wenig seitlich nach außen ragen darf, kann die Senkung der Genauigkeit bei der Raddrehwinkelmessung bei den Konzepten A und B in Kauf genommen werden. Die Konzepte C und D brauchen zwar mehr seitlichen Raum, messen jedoch den Raddrehwinkel genauer. Unter den vier Variationen bietet das Konzept D die höchste Genauigkeit, wobei die Erhöhung der reifenfedernden Masse bei diesem Konzept auch am größten ist²⁷⁹. Mithilfe der Nickwinkel-messung können die restlichen Fehler bei den letzten zwei Messkonzepten weiter minimiert werden.

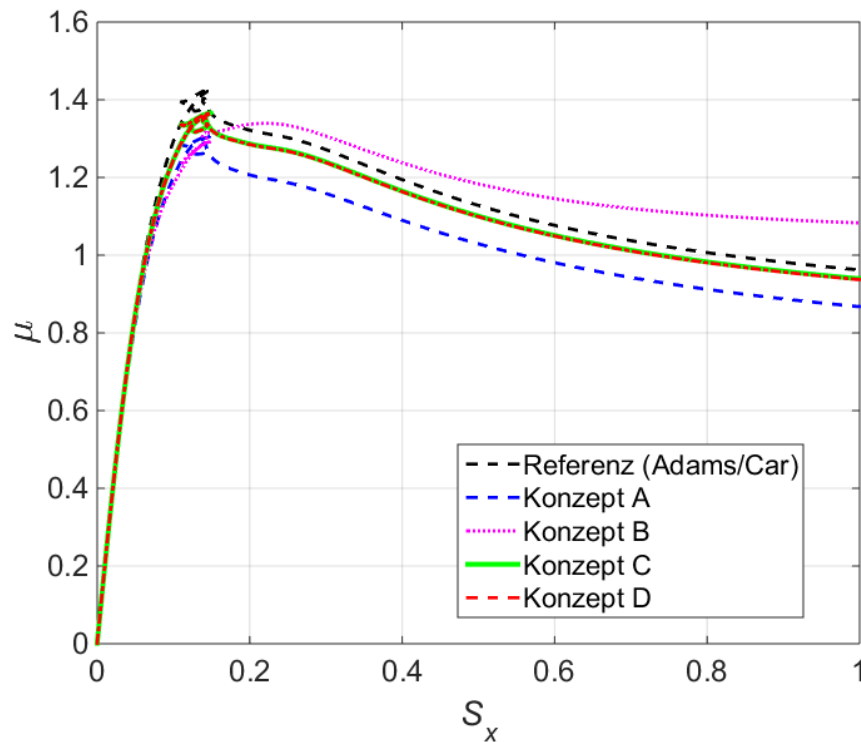


Abbildung 95: μ -Schlupf-Kurve mit unterschiedlichen Messkonzepten, Vollbremsung

Abbildung 95 zeigt die gemessene μ -Schlupf-Kurve mit den oben genannten vier Messkonzepten in der Simulation der Vollbremsung, um deren Einfluss anschaulich darzustellen. Die Referenzkurve entspricht der Berechnung des Reibwerts mit den Kräften $F_{x,T}$ und $F_{z,T}$ im reifenfesten Koordinatensystem. Daraus ist zu ersehen, dass Abweichungen in den gemessenen Kennlinien hauptsächlich bei starkem Bremsen mit hohem Längsschlupf auftreten. Die Formänderungen der Kurve bei den Konzepten C und D sind wesentlich geringer als die bei den Konzepten A und B. Vor den realen Fahrversuchen ist es sinnvoll, die Messkonzepte anhand der erstellten Messmodelle zu überprüfen und die geeignete Messtechnik auszuwählen.

²⁷⁸ siehe Abbildung 30

²⁷⁹ siehe Abschnitt 2.6.1

7.2.5 Messfehler des WPS durch Elastizitäten

Die Messwerte des WPS umfassen drei Verschiebungen (P_x, P_y, P_z) sowie drei Winkeländerungen des Rades relativ zum Fahrzeugaufbau (A_x, A_y, A_z). Wie zuvor erwähnt, werden diese Werte für die Transformation vom radfesten ins fahrzeugfeste oder horizontierte Koordinatensystem verwendet. Zudem spielen die Informationen der Radbewegungen selbst für die Forschung und Entwicklung im Bereich Fahrwerk eine sehr wichtige Rolle. Deswegen werden Fahrversuche mit Hilfe der WPS-Modelle mit Elastizitäten in den Gelenken oder Saugnäpfen bei unterschiedlichen Fahrmanövern simuliert.

Abbildung 96 zeigt beispielhaft die Differenzen zwischen den idealen Messwerten des WPS mit starren Verbindungen und den Messergebnissen, die von den Elastizitäten in den Gelenken oder in den Saugnäpfen beeinflusst sind. Die Simulationsergebnisse der Kreisfahrt mit zunehmender Querschleunigung deuten darauf hin, dass die eingeführten Steifigkeiten nur geringen Einfluss auf die Messung der Radbewegung in x - und z -Richtung sowie der Ausrichtungen des Rades haben. Aufgrund der Konstruktion des WPS ist das Messsystem jedoch weniger steif in y -Richtung, wodurch die Messfehler mit zunehmender Geschwindigkeit steigen. Bei der Messung der seitlichen Radbewegung wird eine Abweichung von ca. 1 mm erreicht. Darüber hinaus ist bei der durch statische Versuche identifizierten Parametrierung zu erkennen, dass die zwei Arten von simulierten Elastizitäten sich additiv überlagern, wobei die Verformung bei der Verbindung des Systems zur Karosserie am meisten für die Abweichung verantwortlich ist. Zudem wird bei der Messung der vertikalen Radbewegung gemerkt, dass die beide Einflüsse sich gegenläufig überlagern können.

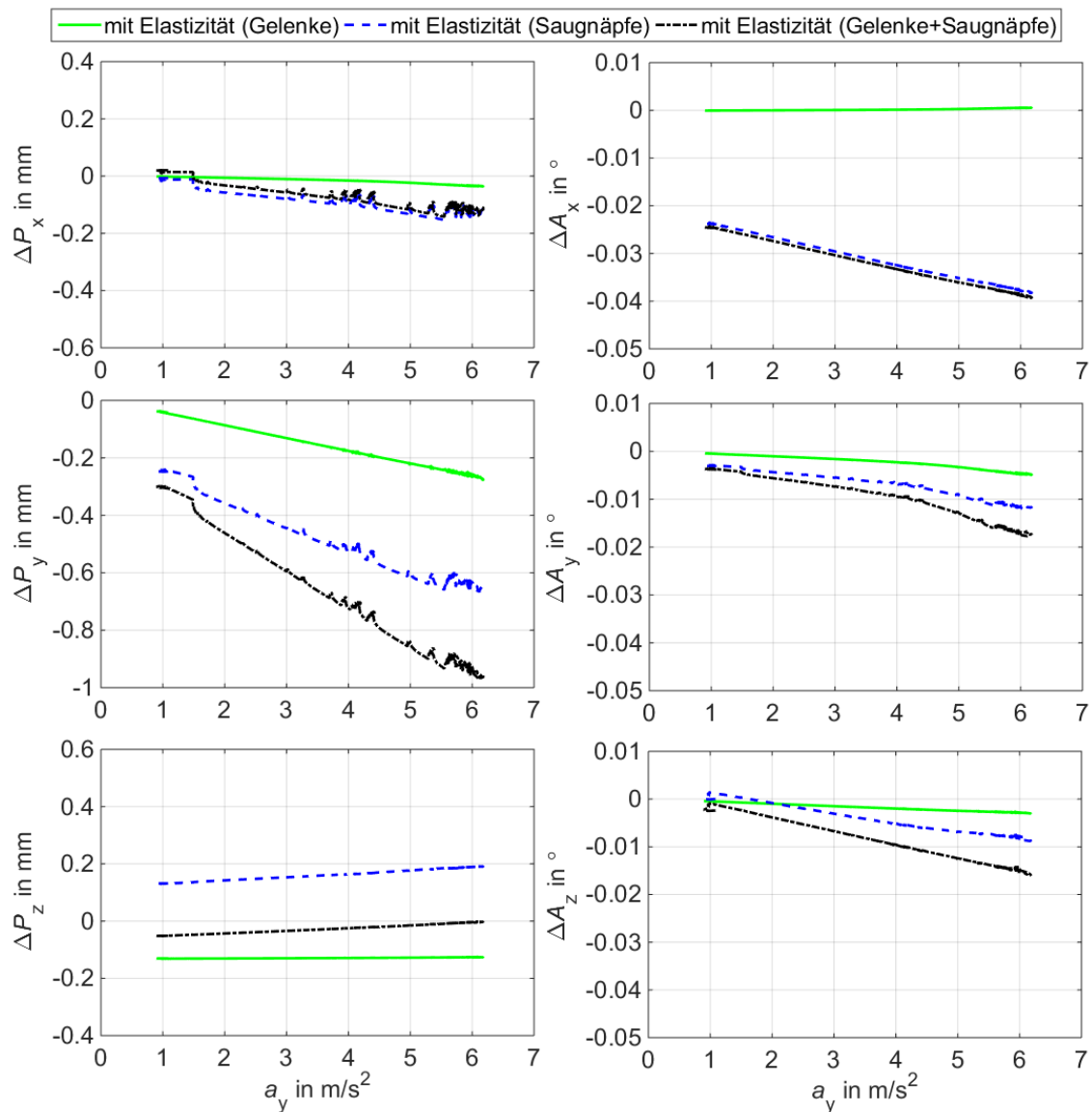


Abbildung 96: Differenzen in den WPS-Messungen, Kreisfahrt mit einem konstanten Radius von 25 m, einer Querbeschleunigung bis ca. 7 m/s² und einer Geschwindigkeit bis ca. 46 km/h

7.2.6 Optimierungsvorschläge

Durch das gewonnene Verständnis des Messsystems werden folgende Optimierungsvorschläge gegeben, um die Messgenauigkeit des Systems weiter zu erhöhen:

- Eine Gewichtsreduzierung des WPS bringt viele Vorteile mit sich. Ein Gleichgewicht zwischen Gewicht, Steifigkeit (Eigenfrequenz) und Stärke muss jedoch bei seiner Entwicklung bezüglich definierter Anforderungen erzielt werden, wobei die Rahmenbedingungen durch wichtige Messkomponenten, wie z. B. die Winkelsensoren an den Gelenken, gesetzt werden.
- Wenn die Elastizität bei der Verbindung zwischen dem WPS und dem Aufbau nicht ausreichend für das Untersuchungsthema ist, können weitere Maßnahmen ergriffen werden. Zunächst ist anzustreben, für die Montage eine oder mehrere Stellen, die wie eine Glasscheibe im Vergleich zu Stellen am Kotflügel viel steifer

sind, zu finden. Darüber hinaus kann eine zusätzliche Versteifung der Verbindungsstelle erfolgen. Die letzte Maßnahme wäre eine Schraubverbindung mit der Fahrzeugkonstruktion, wobei der Aufwand viel höher wird.

- Um die unerwünschte Verformung zu vermeiden, ist es sinnvoll, alle Hebelarme im Messsystem zu reduzieren. Mit einem kompakten und leichten Messsystem werden die Einflüsse der Kräfte und Momente aufgrund der Beschleunigungen reduziert. Der Nachteil eines kompakten Systems ist jedoch, dass der Freiraum für die Montage des Systems in der Regel sinkt. Eine Spektrum-Analyse der Messsignale ermöglicht die Identifikation der Eigenfrequenz des Systems in Fahrversuchen. Darauf wird in Kapitel 8 genauer eingegangen.
- Wie vorher erwähnt, werden die Signale der Raddynamikmesstechnik wie WFS, WPS und LGS und weiterer Messtechnik wie ADMA integriert, um die Koordinatentransformation durchzuführen. Aus Sicht der Messtechnik-Software ist erwünscht, durch eine einfache Programmierung die vielfältigen Signale zu überprüfen und die Koordinatentransformation schnell durchzuführen.
- In quasi-statischen Situationen bleiben die Lastfälle im Vergleich zu dynamischen Versuchen relativ konstant. Wenn die Genauigkeitsanforderung bei einem bestimmten Thema beschränkt ist, können die gemessenen Radvektoren in Bezug auf den Lenkradwinkel und die Fahrgeschwindigkeit für die Koordinatentransformation weiterverwendet werden. Damit können die häufig zu wiederholenden Versuche mit minimalem Aufwand und akzeptabler Genauigkeit durchgeführt werden. Ob und wie gut diese Korrekturmethode in der Praxis funktioniert, ist noch durch Fahrversuche zu überprüfen.

7.2.7 Fazit

Mit einer korrekten Koordinatentransformation wird die Einsatzgrenze der Raddynamikmesstechnik erweitert, womit zugleich die Messgenauigkeit für ein bestimmtes Untersuchungsthema steigt. Die vorgeschlagene Messprozedur sorgt dafür, dass die Messaufgaben vollständig bezüglich der vordefinierten Anforderungen durchgeführt werden. Die Fehleranalyse der Koordinatentransformation mit verschiedenen Abstützungskonzepten zeigt, dass das passende Messkonzept unter Berücksichtigung seiner eigenen Messeigenschaften in bestimmten Fahrsituationen vor den Fahrversuchen festgelegt werden soll. Mithilfe der Simulationen mit den erstellten Messmodellen werden Einflussfaktoren wie die Fehler der Raddrehwinkelmessung bei vier Messkonzepten und die Messfehler des WPS wegen Elastizitäten qualitativ untersucht. Die Messung des WPS wird nicht nur von seiner eigenen Steifigkeit beeinflusst, sondern auch von der Steifigkeit der Verbindungsstelle am Fahrzeugaufbau. Schließlich werden weitere Optimierungsvorschläge gegeben, wenn die Anforderung an die Steifigkeit der Messtechnik sehr hoch ist. Zusammenfassend zeigen die Untersuchungsergebnisse, dass eine themenabhängige Auswahl des Messkonzepts nur mit einem tiefgehenden Verständnis der Systemgrenze möglich ist.

8 Längsdynamisches Messverhalten

In den letzten Kapiteln wurden die Messdynamik des WFS in Vertikalrichtung und die möglichen Fehler bei der Koordinatentransformation diskutiert. Die erworbenen Erkenntnisse werden in den Bremsversuchen verwendet, um das längsdynamische Messverhalten der Raddynamikmesstechnik zu identifizieren. Darüber hinaus werden aufgrund der Komplexität in den realen Fahrversuchen weitere potenzielle Einflussfaktoren auf die Messergebnisse untersucht. Hiermit wird die Untersuchung in dieser Arbeit zunächst auf die In-Plane-Dynamik²⁸⁰ des Reifens beschränkt.

In diesem Kapitel werden zunächst anhand des Kenntnisstandes des Autors die potenziellen Einflussfaktoren aufgelistet. Anschließend werden Forschungsfragestellungen und Hypothesen abgeleitet. Dadurch können die Fahrversuche entwickelt werden. Danach werden anhand der qualitativen Auswertung der Versuchsergebnisse die Schlussfolgerungen gezogen. Die noch offenen Fragestellungen können am Ende anhand der in den Fahrversuchen ermittelten Eigenschaften in den Simulationen mithilfe des Rigid-Ring-Modells qualitativ überprüft werden.

8.1 Zielsetzung und Hypothesen

8.1.1 Streuung und Unsicherheit in den ermittelten μ -Schlupf-Kurven

Wie in Kapitel 1.1 und in der Literaturrecherche bereits erwähnt, besteht bei den meisten Messungen in Fahrversuchen mit Raddynamikmesstechnik eine große Streuung in der ermittelten μ -Schlupf-Kurve, wobei die Einflussfaktoren in der Praxis unbekannt sind. Diese Unsicherheit besteht auch in den Fragen, welche Einflüsse der Raddynamikmesstechnik existieren und welche Ergebnisse aus rein physikalischen Effekten der Reifendynamik resultieren.

Erkenntnisstand

Die Bremsversuche in der Realität haben viele Einflussfaktoren wie Fahrbahnunebenheiten, Bremsdruckschwankungen, Schwingungen der Fahrzeugkomponenten usw., die das transiente Verhalten des Reifens anregen. Für die Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve werden folgende Gleichungen verwendet, wobei der Index i für die Variationen der verwendeten Signale und die Unsicherheit der Messergebnisse steht. Jede Störung dieser Signale hat

²⁸⁰ siehe Kapitel 2.5

einen Einfluss auf die Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve. Trotz der jahrzehntelangen Untersuchungen ist es noch nicht möglich, eine fehlerfreie Ermittlung der Reifenkennlinien in realen Bremsversuchen zu realisieren. Zudem sind die Einflüsse der Raddynamikmesstechnik noch unbekannt.

$$S_{x,i} = 1 - \frac{\omega_i \cdot r_{w,i}^0}{v_{x,i}} \quad (8.1)$$

$$\mu_i = \frac{F_{x,i}}{F_{z,i}} \quad (8.2)$$

Nach der Literaturrecherche sind dem Autor folgende Ursachen als Störungen zur Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve benannt worden, wobei diese nur selten mit nachweisbaren Ergebnissen unter Berücksichtigung des Messverhaltens der Raddynamikmesstechnik untersucht wurden:

- Schwankungen, die vorübergehend durch die Dynamik des Reifens verursacht werden²⁸¹.
 - Erregung der Torsionsmodi des Reifens und des Drehzahlunterschiedes zwischen der Radmitte und dem Gürtel.
 - Eine Erhöhung der vertikalen Belastung und der Geschwindigkeit bewirkt eine Änderung der Randbedingungen an der Kontaktfläche. Dies erhöht schließlich die relative Dämpfung, die mit dem In-Phase-Modus²⁸² verbunden ist, wodurch die Schleifen in den dynamischen Kraft-Ansprechkurven verringert werden.
- Einfluss der fehlenden Trägheitskraft in der Messung^{283,284,285}.

Bisher nicht in der Literatur gefundene Betrachtungen sind:

- Dynamisches Messverhalten des WFS.
- Relative Bewegung des Radträgers zum Fahrzeugaufbau in Längsrichtung.
- Drehzahlschwankungen aufgrund der Steifigkeit der Abstützungseinheit.
- Fehler durch Koordinatentransformation.
- Datensynchronisation.

8.1.2 Übertragungsfunktionen

Die transiente Dynamik des Reifens während der Bremsversuche wurde auf dem Reifenprüfstand untersucht. Abbildung 97 stellt die Übertragungsfunktionen zwischen Längskraft und Bremsmoment sowie Längsschlupf dar. In dieser Grafik ist zu erkennen, dass

²⁸¹ Zegelaar, P. W.: The dynamic response of tyres to brake torque variations and road, 1997, S. 205ff.

²⁸² siehe Abschnitt 5.4.4

²⁸³ Haken, K. L.: Konzeption und Anwendung eines Messfahrzeugs, 1993, S. 127.

²⁸⁴ Evers, W. et al.: Radkraft-Dynamometer als Entwicklungswerkzeug, 2002, S. 15ff.

²⁸⁵ van Zanten, A. et al.: Measurement and Simulation of Transient Tire Forces, 1989, S. 4.

zwei Überhöhungen in der Übertragungsfunktion auf der linken Seite existieren. Die eine bei etwa 33 Hz wird als In-Phase-Modus des Reifens bezeichnet, die andere hingegen wird als Gegenphase-Modus des Reifens betrachtet. Zu beachten ist, dass die Simulationsergebnisse nicht komplett mit den Versuchsergebnissen übereinstimmen. Die gemessenen Übertragungsfunktionen zwischen der Längskraft und dem Schlupf weisen eine eindeutige Abweichung von den Simulationsergebnissen auf, die nicht einfach erklärbar ist. Trotzdem werden darauf basierend die Parameter des Rigid-Ring-Modells identifiziert²⁸¹. Die dargestellten Probleme sind wie folgt:

- Frequenzverschiebung.
- Unterschiede in den Amplituden.

Es ist jedoch noch unbekannt, ob das dynamische Messverhalten der Raddynamikmesstechnik schon in den Untersuchungen betrachtet worden ist. In dieser Arbeit wird das Thema mit Hilfe des erstellten Rigid-Ring-Modells näher diskutiert.

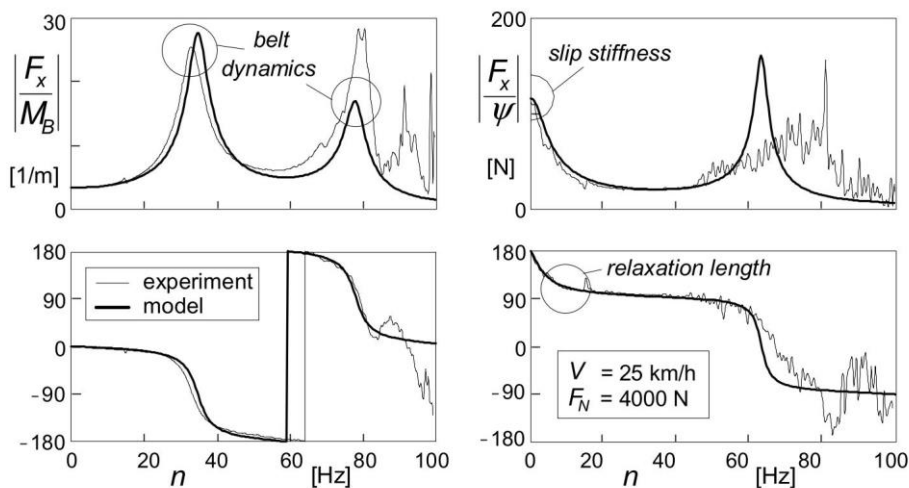


Abbildung 97: Gemessene und simulierte In-Plane-Übertragungsfunktionen bei einer mittleren Bremskraft von 450 N und einer Bremskraft-Standardabweichung von 75 N²⁸⁶

8.1.3 Fragestellungen und Hypothesen

Aufgrund der vorher genannten Überlegungen ergeben sich die folgenden Fragestellungen:

- Wodurch wird das System angeregt?
- Spielt das Messverhalten der Raddynamikmesstechnik eine relevante Rolle? Wenn ja, können die Ursachen dafür identifiziert werden?
 - Koordinatentransformation
 - Schwingung der Abstützungseinheit
 - Schwingung des Radträgers relativ zum Aufbau in x -Richtung
 - Koordinatentransformation aufgrund des Aufbaunickens
 - Reifendynamik und dynamisches Messverhalten des WFS

²⁸⁶ Pacejka, H. B.: Tyre and Vehicle Dynamics, 2006, S. 477.

- Relative Drehung der Lauffläche um die Drehachse des Rades
- Translatorische Schwingungen des Reifens und des Reifengürtels

Daraus werden die folgenden Hypothesen abgeleitet:

H 8.1 Die Eigenfrequenz der Abstützungseinheit der Raddynamikmesstechnik hat keinen Einfluss auf die Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve mit Geschwindigkeitsmessung am Fahrzeugaufbau.

Gleichung (8.3) zeigt, dass die Abweichung in der Drehgeschwindigkeitsmessung $\Delta\omega_{w,M}$ zu einer Verfälschung des berechneten Schlupf $\Delta S_{x,W}$ führt.

$$\Delta S_{x,W} = \frac{\Delta\omega_{w,M} \cdot r_w^0}{v_{x,W}} \quad (8.3)$$

Wie in Abbildung 98 dargestellt, steigt die Sensitivität dieses Einflusses mit sinkender Geschwindigkeit. Bei 100 km/h erreicht eine Abweichung vom berechneten Schlupf mit einer Messdifferenz von 2 rad/s schon über 2 %. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 12 km/h hingegen führt eine Abweichung der Drehgeschwindigkeit von 1 rad/s zu einer Verfälschung des Schlupf von ca. 9 %. Aus diesem Grund wird dadurch die Streuung in den ermittelten μ -Schlupf-Kurven in horizontaler Richtung vergrößert. Darüber hinaus wird die Koordinate der gemessenen Kräfte durch die Abstützungseinheit definiert²⁸⁷. Wenn die Schwingungsamplitude die Größenordnung der Auflösung vom WFS-Raddrehwinkelsensor deutlich überschreitet, hat dieser Effekt auch einen Einfluss auf die vertikale Streuung in den μ -Schlupf-Kurven.

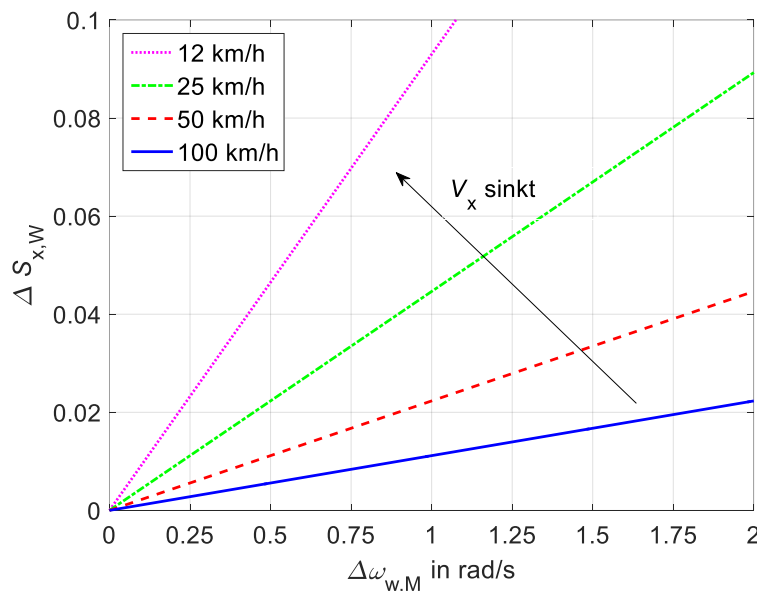


Abbildung 98: Einfluss der Drehgeschwindigkeitsmessung auf die Schlupfberechnung bei verschiedenen Geschwindigkeiten, $r_w^0=0,31$ m

Wird der Nachweis erbracht, dass eine Schwingungsformänderung von mehr als 5 % der verwendeten Signale durch eine Steifigkeitsänderung bewirkt werden, gilt die Hypothese

²⁸⁷ siehe Abschnitt 2.4

H 8.1 als falsifiziert. Zu den Abstützungskonzepten gehören das alte Mono-Stab-Konzept, das neue Mono-Stab-Konzept und der WPS. Hier werden das Frequenzspektrum und das Spektrogramm verwendet, um die Schwingungsformenänderungen zu veranschaulichen.

H 8.2 *Der Einbau des LGS hat keinen Einfluss auf die Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve mit Geschwindigkeitsmessung am Fahrzeugaufbau.*

Das übliche Messkonzept nimmt die gemessene Geschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus vom Correvit®-Sensor. Wird der Nachweis erbracht, dass eine Schwingungsformenänderung von mehr als 5 % der verwendeten Signale durch den Einbau des LGS bewirkt werden, gilt die Hypothese H 8.2 als falsifiziert.

In der Praxis stehen bei der Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve zwei Messkonzepte zur Verfügung. Deshalb sind weitere Betrachtungen der beiden Messkonzepte notwendig. Wie Abbildung 99 zeigt, ist der LGS beim zweiten Messkonzept an der Mitte der Raddrehachse angebracht und der LGS misst hauptsächlich die Geschwindigkeit des Rades über Grund $v_{x,LGS}$. Eine zusätzliche Rotation des Sensors um die Raddrehachse wird durch die Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus, die Elastizität der Abstützungseinheit und das Spiel im Lager ermöglicht, wobei diese Änderung vom LGS gemessen wird. In den anderen Richtungen hat der Adapter für den LGS viel höhere Eigenfrequenzen, die weit über 50 Hz liegen.

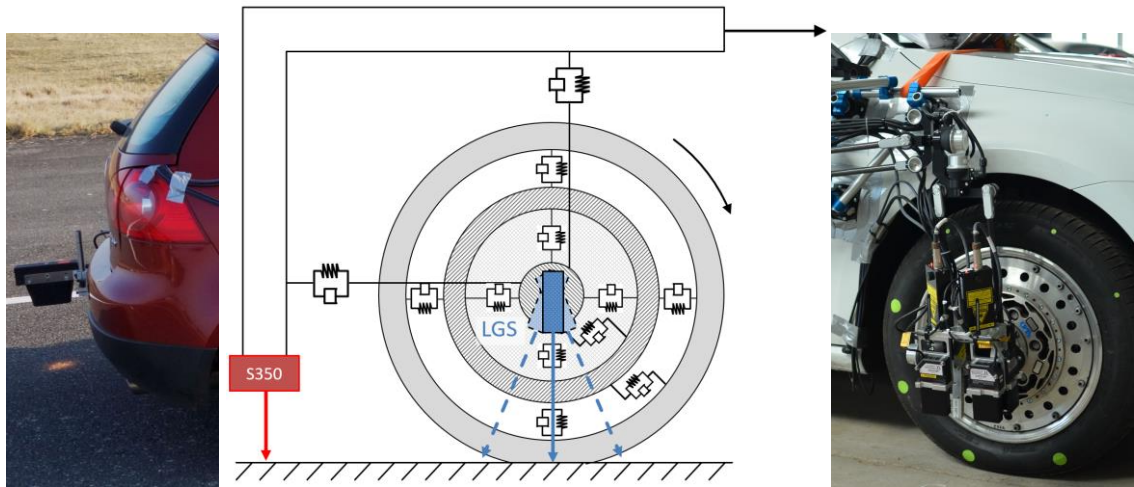


Abbildung 99: links: Correvit® S-350, Mitte: Messkonzept mit LGS oder mit Correvit® S-350 am Fahrzeugaufbau, rechts: LGS mit WPS

Gleichung (2.5) in Abschnitt 2.6.5 zeigt, dass sich die Geschwindigkeit des Aufbaus über Grund $v_{x,V}$ von der Radmittengeschwindigkeit des Rades $v_{x,W}$ unterscheidet. Selbst wenn der Reifen als Starrkörper betrachtet wird, beinhaltet der mit dem Correvit® S-350 ermittelte Schlupf $S_{x,S350}$ in Gleichung (8.4) im Vergleich zu Gleichung (2.3) Messabweichungen in Längsrichtung. Dies sind die Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Aufbau $v_{xw,V}$ und die Drehzahldifferenz $\Delta\omega_{w,M}$ wegen der Schwingung der Abstützungseinheit um die Raddrehachse.

$$S_{x,S350} = 1 - \frac{\omega_{w,M} \cdot r_w^0}{v_{x,V}} = \frac{v_{x,W} - v_{xw,V} - (\omega_w + \Delta\omega_{w,M}) \cdot r_w^0}{v_{x,W} - v_{xw,V}} \quad (8.4)$$

Im Gegensatz dazu misst der LGS direkt die Radmittengeschwindigkeit über Grund $v_{x,W}$ mit der Messabweichung aus der Drehzahldifferenz $\Delta\omega_{w,M}$, die im Vergleich zur Fahrgeschwindigkeit nur eine sehr kleine Rolle spielt. Da der vom LGS gemessene dynamische Rollradius r_d nicht weit vom effektiven Rollradius r_w^0 liegt, ist ersichtlich, dass im Zähler von Gleichung (8.6) sowohl die Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Aufbau $v_{xw,V}$ in Gleichung (8.4) als auch die Drehzahldifferenz $\Delta\omega_{w,M}$ zum großen Teil kompensiert werden können.

$$v_{x,LGS} = v_{x,V} + v_{xw,V} + \Delta\omega_{w,M} \cdot r_w^0 = v_{x,W} + \Delta\omega_{w,M} \cdot r_w^0 \quad (8.5)$$

$$S_{x,LGS} = 1 - \frac{\omega_{w,M} \cdot r_w^0}{v_{x,LGS}} = \frac{v_{x,W} + \Delta\omega_{w,M} \cdot r_d - (\omega_w + \Delta\omega_{w,M}) \cdot r_w^0}{v_{x,W} + \Delta\omega_{w,M} \cdot r_d} \quad (8.6)$$

$$\approx \frac{v_{x,W} - \omega_w \cdot r_w^0}{v_{x,W} + \Delta\omega_{w,M} \cdot r_w^0}$$

H 8.3 Die Elastizität der Radaufhängung in x-Richtung hat keinen Einfluss auf die Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve hinsichtlich der Geschwindigkeitsmessung am Fahrzeugaufbau.

Wie erwähnt, kann die Geschwindigkeitsmessung am Fahrzeugaufbau den Nachteil mit sich bringen, dass die nicht erfasste Bewegung des Rades relativ zum Fahrzeugaufbau zu einem Messfehler führt. Ob dieser Einfluss identifiziert werden kann, muss noch untersucht werden. Wird der Nachweis erbracht, dass die Schwingungsformen der verwendeten Signale eine hohe Kohärenz mit der Radträgerbeschleunigung in x-Richtung haben, gilt die Hypothese H 8.3 als falsifiziert. Diese Hypothese kann auch durch die Simulationen mit dem in Kapitel 5.3.3 erstellten Modell überprüft werden.

H 8.4 Die Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus hat keinen Einfluss auf die Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve.

Die Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus wird hauptsächlich die Form der ermittelten μ -Schlupf-Kurve beeinflussen, da die Abstützungseinheit am Fahrzeugaufbau befestigt ist und die Nickeigenfrequenz des Aufbaus viel niedriger als die Radeigenfrequenzen ist²⁸⁸. Wird der Nachweis erbracht, dass eine Formänderung von mehr als 5 % der ermittelten μ -Schlupf-Kurve durch die Koordinatentransformation bewirkt wird, gilt die Hypothese H 8.4 als falsifiziert.

H 8.5 Die Kompensation der Trägheitskraft des Rades hat keinen Einfluss auf die Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve.

Die Ergebnisse in Kapitel 6 zeigen, dass die Kompensation der Trägheitskraft des Rades mithilfe der Radträgerbeschleunigung bis ca. 17 Hz eine erhebliche Erhöhung der Messgenauigkeit in Amplituden und in Phasen bewirken kann. Bei höheren Frequenzen kann sie jedoch eine Verschlechterung des Streuverhaltens in den Messungen verursachen. Deshalb ist es notwendig, die Methode spezifisch für die Anwendungen zu überprüfen.

²⁸⁸ Mitschke, M. et al.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 2014, S. 475ff.

Wird der Nachweis erbracht, dass eine Streuungsänderung der ermittelten μ -Schlupf-Kurve von mehr als 5 % durch die Kompensation der Trägheitskraft bewirkt wird, gilt die Hypothese H 8.5 als falsifiziert.

H 8.6 Die Rotation der Lauffläche hat keinen Einfluss auf das Streuungsverhalten.

Eine Referenzmessung der Kräfte am Reifenkontaktpunkt ist messtechnisch im Rahmen dieser Arbeit leider nicht realisierbar. Deswegen wird dieser potenzielle Einfluss auf das Streuungsverhalten durch die Simulationen überprüft. Wird der Nachweis erbracht, dass eine Streuungsänderung der ermittelten μ -Schlupf-Kurve durch die Rotation der Lauffläche bewirkt wird, gilt die Hypothese H 8.6 in der Simulation als falsifiziert.

8.2 Eigenfrequenzen der Abstützungseinheiten

8.2.1 Abstützungseinheiten

Die zu untersuchenden Abstützungseinheiten sind in Abbildung 100 dargestellt:

- Altes Mono-Stab-Konzept: Die notwendige Elastizität der Abstützung um die x-Richtung am WFS wird durch die Biegung einer dünnen Stahlplatte realisiert, wobei der Führungsstab auch relativ weich ist.
- Neues Mono-Stab-Konzept: Die notwendige Elastizität der Abstützung um die x-Richtung am WFS wird durch die Gelenke am WFS realisiert. Der Führungsstab ist aus Kohlenstofffaser mit einer im Vergleich zum alten Konzept erhöhten Steifigkeit konstruiert.
- Neues Mono-Stab-Konzept mit LGS: Der Einbau des LGS hat die Masse und das Trägheitsmoment des Systems deutlich vergrößert. Die Variation dient nur zur Untersuchung der Schwingungsform des Systems. In den Fahrversuchen wird vorgegeben, dass der LGS mit dem WPS zusammenarbeitet.
- WPS mit LGS (Abbildung 99, Rechts): Das Mono-Stab-Konzept wird durch den WPS ersetzt. Durch die Konstruktion der Parallelogramm-Gestänge ist die Trägheit des Systems gestiegen.



Abbildung 100: Mono-Stab-Konzept; (a) alt, (b) neu, (c) neu mit LGS

8.2.2 Hammerschlagversuch

Mit Hilfe des Hammerschlags werden die Drehgeschwindigkeitsmessungen des WFS am stehenden Fahrzeug durchgeführt, um die Eigenfrequenzen der Abstützungseinheiten zu identifizieren. Da die Messergebnisse eine hohe Reproduzierbarkeit aufweisen, wird im Folgenden eine Kennlinie des Leistungsdichtespektrums von jeder Variante genommen, um die Eigenfrequenzänderungen darzustellen.

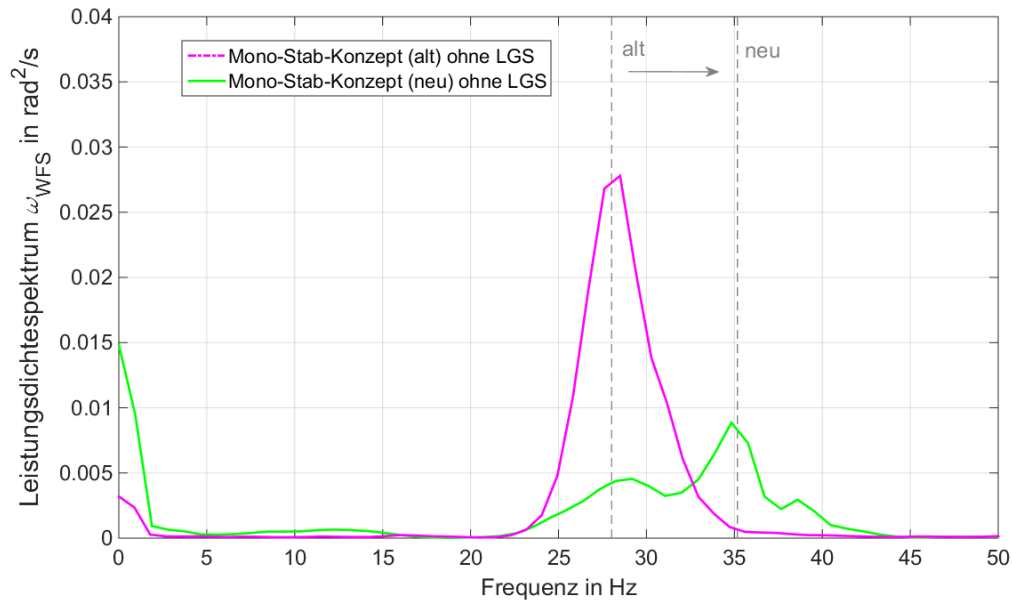


Abbildung 101: Leistungsdichtespektrum der Drehgeschwindigkeitsmessung nach den Hammerschlagversuchen, Mono-Stab-Konzept

Die Leistungsdichtespektren der Drehzahlschwankungen nach dem Hammerschlag in Abbildung 101 zeigen, dass die Eigenfrequenz des alten Mono-Stab-Konzeptes um die Raddrehachse bei ca. 27 Hz liegt. Mit Hilfe der neuen Abstützungseinheit ist die Eigenfrequenz auf ca. 35 Hz gestiegen, wobei die Amplituden deutlich gesunken sind.

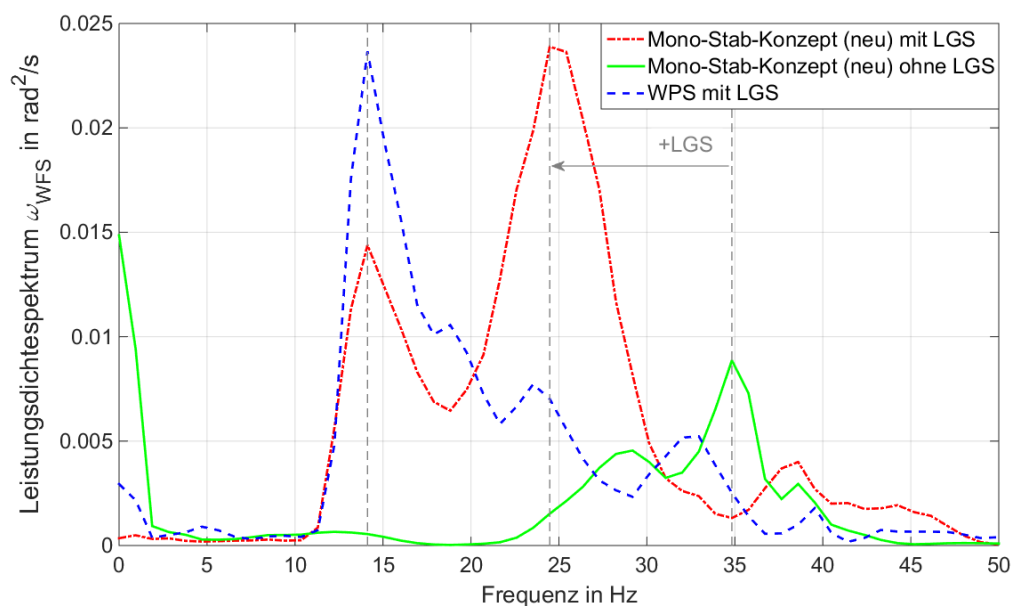


Abbildung 102: Leistungsdichtespektrum der Drehgeschwindigkeitsmessung nach den Hammerschlagversuchen, dem Mono-Stab-Konzept mit und ohne LGS, dem WPS mit LGS

Abbildung 102 zeigt, dass durch den Einbau des LGS die Eigenfrequenz des neuen Mono-Stab-Konzeptes um die Raddrehachse wieder gesunken ist. Die Überhöhung bei ca. 15 Hz ist auch in der Messung mit dem WPS und dem LGS zu finden. Es wird vermutet, dass diese Frequenz durch die Trägheitsmomentenerhöhung der eingebauten LGS zustande gekommen ist. Bei den Messfahrten ist zu beachten, welche Anforderung an die Messdynamik in der Drehzahlmessung benötigt wird. Die Messdynamik und die Höhe der potenziellen Abweichung müssen vor den Messfahrten überprüft werden. Die Eigenfrequenzen der Abstützungseinheiten müssen weit über der Frequenz, die von Interesse ist, liegen, um die Genauigkeit der Messung zu gewährleisten. Erst dann kann das transiente Verhalten des Reifens oder des Fahrwerks untersucht werden.

8.2.3 Geradeausfahren mit konstanter Geschwindigkeit

Die Messfahrten auf dem Taxiway des Testgeländes in Griesheim mit einer konstanten Geschwindigkeit von 100 km/h haben, wie in Abbildung 103 zeigt, weitere Nachweise gebracht, dass die Eigenfrequenz des Systems um die Drehachse des Rades durch die Abstützungseinheiten stark beeinflusst wird. Die Frequenz um ca. 15 Hz repräsentiert die Drehzahl des Rades bei 100 km/h. Die starken Schwankungen über 15 Hz zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen des Hammerschlagversuchs. Wenn die Drehgeschwindigkeitsmessung vom Einbau der Abstützungseinheiten beeinflusst werden kann, können auch bei der Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve Störungen verursacht werden. Daher wurden die Hypothese H 8.1 und die Hypothese H 8.2 falsifiziert. Ohne LGS liegt die höchste Eigenfrequenz der Abstützungseinheiten bei ca. 35 Hz. Mit eingebautem LGS ist mit einer Störung in den gemessenen Raddrehgeschwindigkeiten bei ca. 15 Hz zu rechnen.

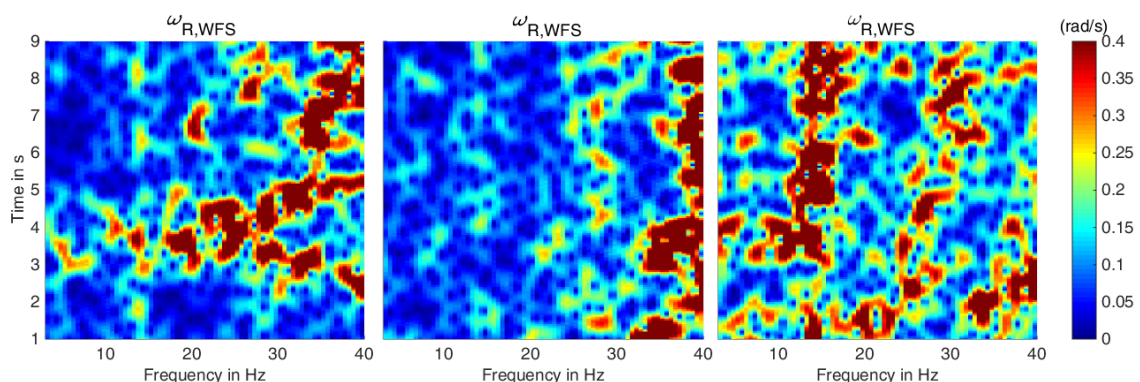


Abbildung 103: Spektrogramm der gemessenen Raddrehgeschwindigkeiten; links: mit alter Abstützungseinheit (201703270005), Mitte: mit neuer Abstützungseinheit (2017032700042), rechts: mit neuer Abstützungseinheit und dem LGS (201705140025)

8.3 Bremsversuche

Wie in Abschnitt 4.7.2 beschrieben, werden die Bremsversuche mit Variationen bezüglich Fahrbahnunebenheit, Fahrbahnanregung und Bremsdruckverlauf durchgeführt. Hier wird das zu untersuchende Frequenzband auf unter 50 Hz beschränkt, da die Radeigenfrequenz

und die Eigenfrequenzen der Abstützungseinheiten darunterliegen. Ohne weitere Beschreibungen werden die Signale in der Datenauswertung mit einer Grenzfrequenz von 50 Hz phasenneutral tiefpassgefiltert.

8.3.1 Datensynchronisation

In Fahrversuchen werden die Signale über einen CAN-Bus erfasst. Selbst unter der Annahme, dass keine zusätzlichen Datensynchronisationsprobleme bei der Datenerfassung verursacht werden, sind die Signalbearbeitungszeiten bei jedem Sensor unterschiedlich. Durch die Angaben des Herstellers ist bekannt²⁸⁹, dass WFS, WPS und LGS von 0,8 bis 14 ms brauchen, um die physikalischen Messwerte über den CAN-Bus zu übertragen. Diese Informationen ermöglichen eine Bewertung des Einflusses der Datensynchronisation, da die Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve durch die oben genannten Sensoren erfolgen soll. Mit dem Correvit[®]-S350-Sensor ist ein solcher Vergleich leider nicht realisierbar, da Angaben zur Datensynchronisation zwischen Sensoren verschiedener Hersteller fehlen.

Der Bremsversuch mit ansteigendem Bremsdruck auf dem Taxiway des Griesheimer Versuchsstrecke wird bei einer minimalen Fahrbahnunebenheit und einer möglichst gleichmäßigen Steigerung des Bremsdrucks durchgeführt, um äußere Anregungen gering zu halten. Deswegen ist das Manöver für die Überprüfung des Einflusses der Datensynchronisation geeignet. Abbildung 104 zeigt, dass die durch WFS und LGS ermittelten μ -Schlupf-Kurven allein durch den Einfluss der Datensynchronisation einen deutlichen Unterschied aufweisen. Mit einer Zeitkorrektur von weniger als 14 ms²⁹⁰ weist die μ -Schlupf-Kurve eine nur minimale Streuung auf. Das Ergebnis weist darauf hin, dass das Streuungsverhalten der Messung gegen Datensynchronisation empfindlich ist. Es ist notwendig, die Datensynchronisation der verwendeten Signale vor den Versuchen sorgfältig zu überprüfen. Im Folgenden werden alle mit WFS, WPS und LGS erfassten Versuchsergebnisse nach der Zeitkorrektur präsentiert.

²⁸⁹ siehe Kapitel 4.1.4

²⁹⁰ vom Hersteller angegebene Verzugszeit ($\Delta t = 13,2$ ms) zwischen WFS und LGS

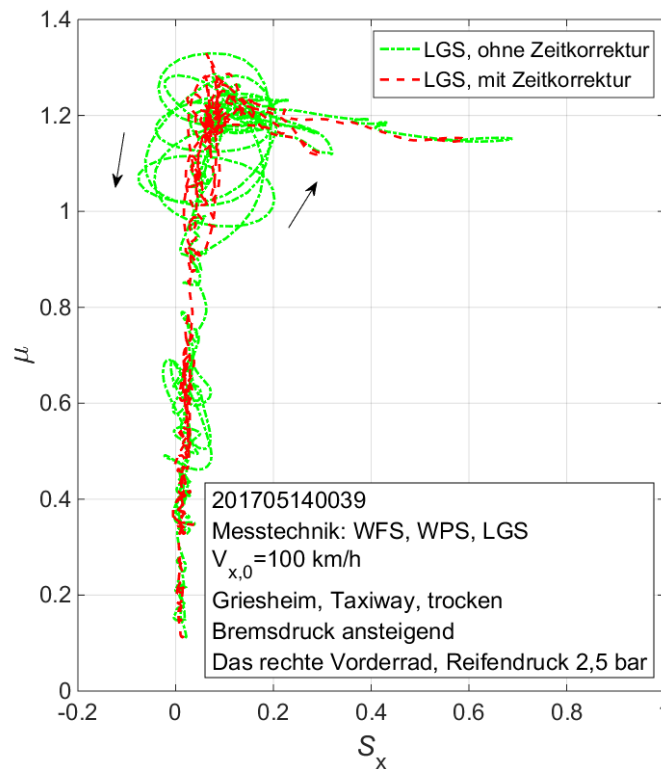


Abbildung 104: μ -Schlupf-Kurve, Vergleich der Datensynchronisation, Bremsversuch mit ansteigendem Bremsdruck

8.3.2 Streuungen

Der vorherige Abschnitt verdeutlicht den Einfluss der Datensynchronisation auf die Streuung in den ermittelten μ -Schlupf-Kurven. Es ist unbekannt, welche Zeitkorrektur zwischen dem S350-Sensor und der oben genannten Raddynamikmesstechnik zu wählen ist. Trotzdem ist ein Vergleich der Radgeschwindigkeitsmessungen noch möglich, weil:

- die Aufbaueigenfrequenz viel niedriger ist als die Radeigenfrequenz, weshalb die Zeitdifferenz für die Phasenverschiebung eine kleinere Rolle spielt.
- keine Verbesserung in der Streuung der ermittelten Kurve durch Zeitkorrektur für den S350-Sensor und kein Datensynchronisationsproblem festgestellt wurden.

Da die Datensynchronisation allein nicht für die Streuung in den Messungen mit S350-Sensor verantwortlich ist, ist es notwendig, diese gängige Messmethode genauer zu betrachten. Die Ergebnisse von drei Fahrmanövern werden in Abbildung 105 dargestellt.

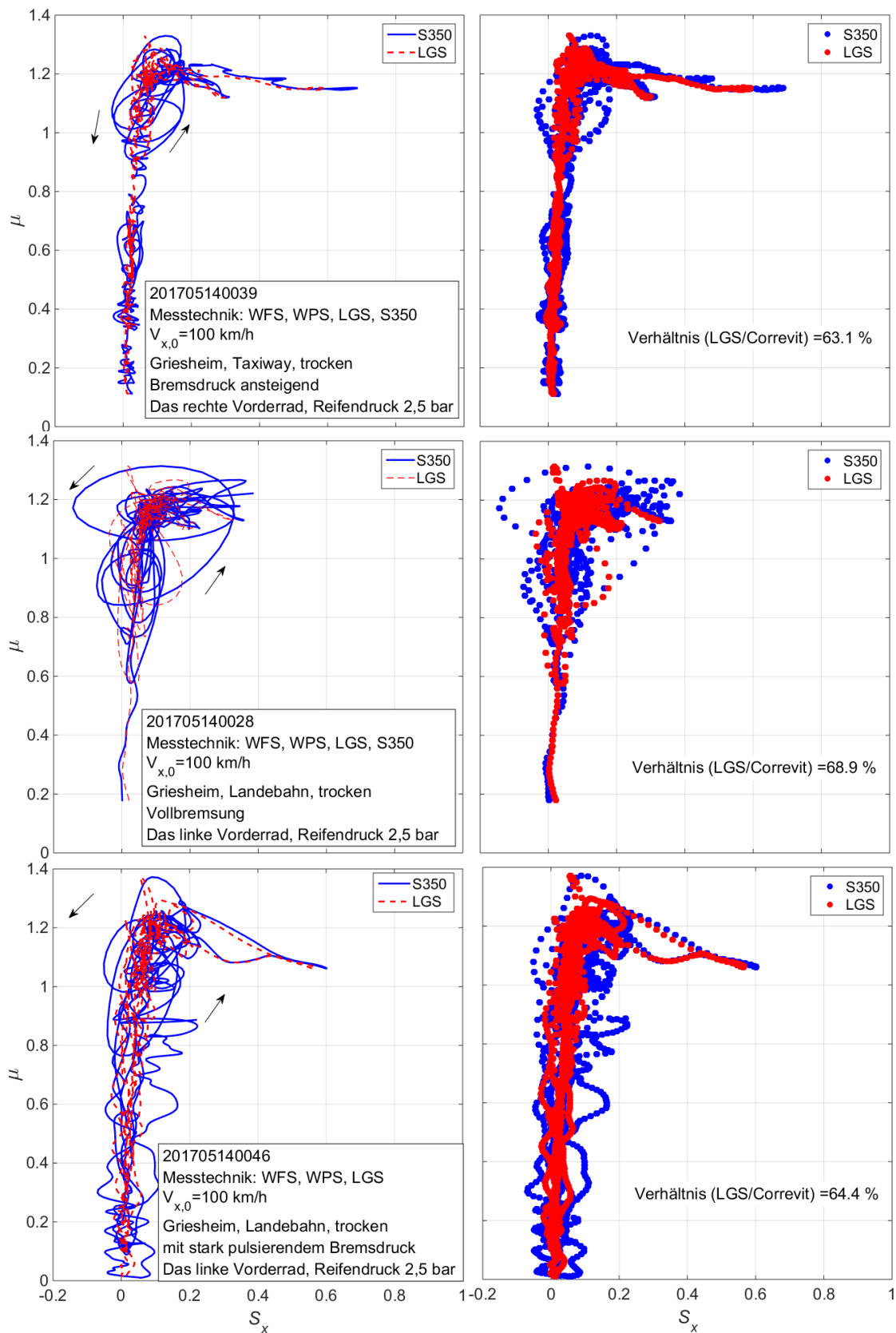


Abbildung 105: μ -Schlupf-Kurven: Vergleich der Messungen mit LGS und mit S350; oben: Bremsversuch mit ansteigendem Bremsdruck, Mitte: Vollbremsung, unten: mit stark pulsierendem Bremsdruck

Die Ergebnisse zeigen:

- Messungen mit dem LGS weisen in allen Versuchen eine deutliche Verkleinerung der Streuungen der ermittelten Kennlinien auf. Die Streuungsfläche sinkt bei allen Versuchen um mehr als 30 % gegenüber den Messungen mit dem S350-Sensor. Darüber hinaus ist generell zu erkennen, dass die Streuung in den gemessenen Kennlinien vom Fahrmanöver abhängig ist.
- Unter den drei Fahrmanövern hat die ermittelte Kurve beim Bremsen mit ansteigendem Bremsdruck (oben) die kleinste Streuung sowohl im linearen als auch im nichtlinearen Bereich mit hohem Schlupf. Die Schleifen beim Schlupfanstieg im linearen Bereich und beim Erreichen des Reibwert-Maximums mit dem S350-Sensor sind in den Messungen mit dem LGS nicht zu finden. Die Diskussionen in Abschnitt 8.1.3 können dafür Erklärungen geben und werden durch die Auswertung der Messsignale weiter untersucht.
- Bei der Vollbremsung (Mitte) hat der Schlupf rasant den ABS-Eingriffspunkt erreicht. Deswegen weist die ermittelte Kurve im linearen Bereich wenige Messpunkte auf und die Anregung durch Bremsdruckänderungen ist am stärksten. Aufgrund des ABS-Eingriffs sind bei beiden Messkonzepten starke Schwankungen um das Reibwert-Maximum in den ermittelten Kurven zu erkennen, wobei das Messergebnis vom LGS noch eine um ca. 30 % kleinere Streuungsfläche hat. Die mit dem LGS nicht kompensierbare Abweichung zwischen quasi-statischen und dynamischen Messungen der μ -Schlupf-Kurve impliziert, dass es in dieser Situation weitere Einflussfaktoren geben kann.
- Mit stark pulsierendem Bremsdruck (unten) wird der ABS-Eingriff beim Übergang der Kurve vom linearen zum nichtlinearen Bereich wiederholt durchgeführt. Damit wird die Radaufhängung in Längs- und Vertikalrichtung im Zyklus be- und entlastet, was eine große Änderung des Nickwinkels und der Radlast zur Folge hat. Im Vergleich zu den anderen zwei Fahrmanövern haben hier die ermittelten Kennlinien auch eine große Streuung im linearen Bereich, wobei die Schleifen bei den Messungen mit WPS durch die LGS-Messung minimiert sind.

8.3.3 Signalschwankungen

Die Schwankungen der gemessenen Signale werden in diesem Abschnitt mithilfe der Zeitdarstellung sowie der Zeit-Frequenz-Darstellung genauer betrachtet, um die Einflussfaktoren auf die oben genannten Streuungen in den ermittelten μ -Schlupf-Kurven zu identifizieren.

Um die Frage „Wodurch wird das System angeregt, um Streuung in den ermittelten μ -Schlupf-Kurven zu generieren?“ zu beantworten, werden die Versuche mit allmählich ansteigendem Bremsdruck und mit Überfahren einer kleinen Schwelle (Abschnitt 4.7.2) durchgeführt. Die simulierten Anregungen sind:

- Fahrbahnanregung zum Zeitpunkt $t = 3,9$ s durch eine Schlagleiste mit einer Höhe von 6 mm.

- Leichter und ständiger Anstieg des Bremsdrucks ohne größere Bremsdruckschwankungen. Am Ende erreicht der Bremsdruck einen hohen Wert von über 100 bar. Daraufhin greift die ABS-Regelung mit Bremsdruckschwankungen ein.

In Abbildung 106 ist zu erkennen, dass beim Überfahren der Fahrbahnanregung bei $t = 3,9$ s Schwankungen in der gemessenen Radlast und in den Radträgerbeschleunigungen auftreten. Besonders interessant ist, dass zu diesem Zeitpunkt Schwankungen mit einer bestimmten Frequenz in den gemessenen Geschwindigkeiten von WFS und LGS zu finden sind. Dabei ist jedoch kein Einfluss auf die Geschwindigkeitsmessung des S350-Sensors erkennbar. Mithilfe des Hochpassfilters wird ein Vergleich der Signale erleichtert. Nach der Subtraktion der tiefen Frequenzanteile bis 0,4 Hz (unten) ist ersichtlich, dass die Amplituden und die Phasen der Schwankungen von WFS und LGS fast identisch sind. Durch die vorherige Diskussion zu Hypothese H 8.2 kann das Ergebnis gut interpretiert werden. Der Einbau des LGS kann zwar die Raddrehzahlmessung stören, die gemessene Geschwindigkeit bringt jedoch noch Vorteile mit sich. Zum einen misst der LGS die Radmittengeschwindigkeit über Grund, damit kommt der durch die Längsbewegung des Rades relativ zum Fahrzeugaufbau entstandene Messfehler nicht zustande. Zum anderen kann mit dem LGS der durch die Schwingungen der Abstützungseinheit eingeführte Messfehler in Raddrehgeschwindigkeit kompensiert werden. Ab $t = 5$ s greift die ABS-Regelung in diesem Szenario wegen des zu hohen Bremsdrucks ein, um eine Radblockade zu vermeiden. Der gesunkene Bremsdruck führt wiederum zu Schwingungen im System. Die Versuchsergebnisse im Zeitbereich verdeutlichen, dass Fahrbahnanregung und Bremsdruckänderung zur Hysterese in der ermittelten μ -Schlupf-Kurve führen.

Abbildung 107 stellt die Zeit-Frequenz-Darstellung der Ergebnisse dar. Die Längsbeschleunigung des Radträgers (oben links) zeigt, dass die Radeigenfrequenz in Längsrichtung bei ca. 20 Hz liegt. Die Frequenz entspricht auch der Längskraftschwankung (Mitte links) und der Drehgeschwindigkeitsschwankung vom WFS (unten rechts) bei ca. 20 Hz. Diese hohe Kohärenz zusammen mit den oben genannten Ergebnissen deutet darauf hin, dass die Elastizität der Radaufhängung in x -Richtung einen Einfluss auf die Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve mit Geschwindigkeitsmessung am Fahrzeugaufbau hat. Dadurch gilt die Hypothese H 8.3 als falsifiziert. Die Schwankung in Raddrehgeschwindigkeitsmessung vom WFS (unten rechts) bei 15 Hz stimmt mit dem Ergebnis bei der Geradeausfahrt in Abbildung 103 überein. Deshalb lässt sich vermuten, dass die Schwingung durch den eingebauten LGS verursacht wird. Bei der Geschwindigkeitsmessung mit dem LGS hat die Schwingung jedoch keinen erkennbaren Einfluss auf die ermittelte μ -Schlupf-Kurve.

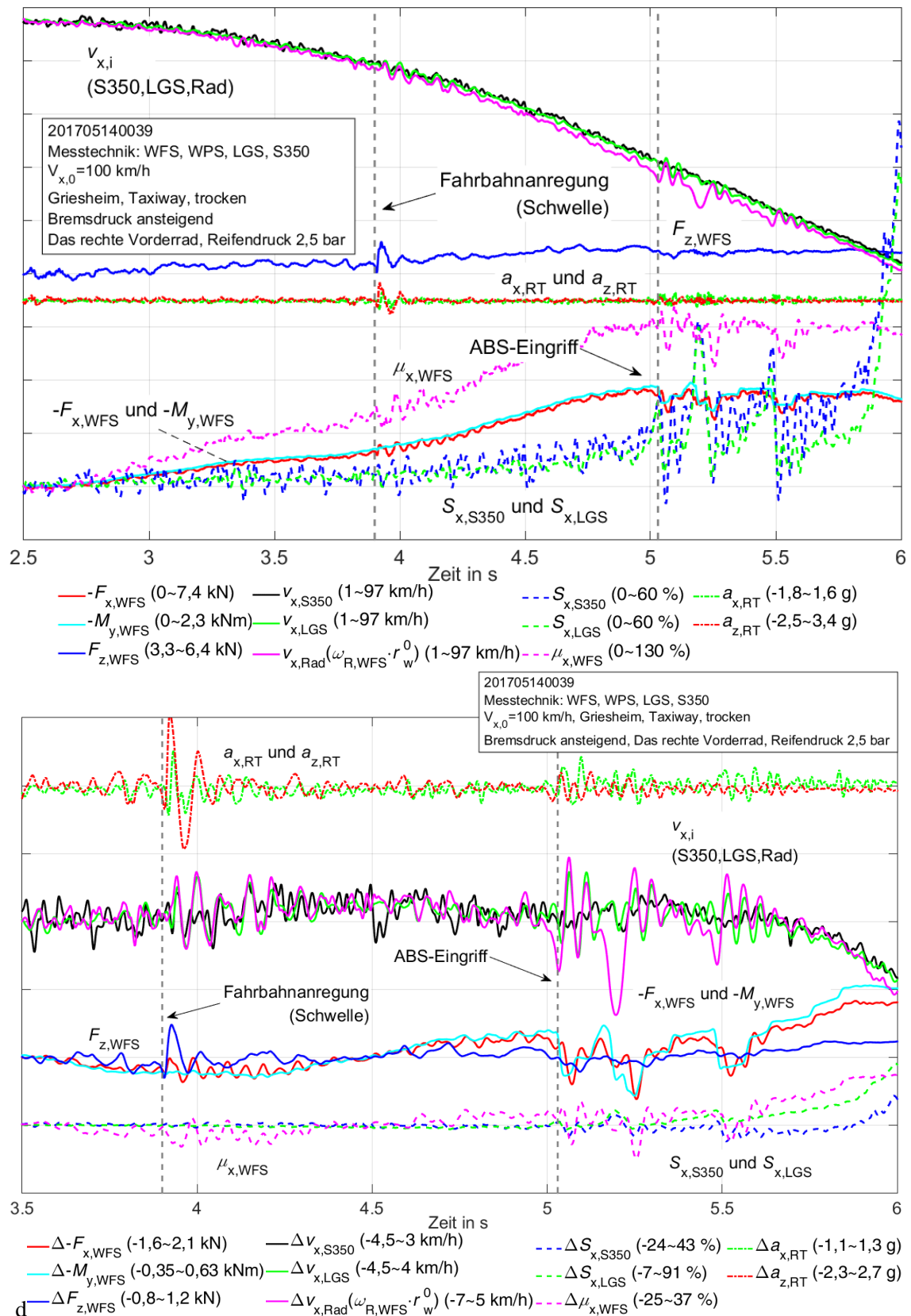


Abbildung 106: Signalverläufe im Zeitbereich für den Bremsversuch mit ansteigendem Bremsdruck; oben: Signalverläufe, unten: Signalverläufe ab 0,4 Hz nach der Subtraktion der tiefen Frequenzanteile

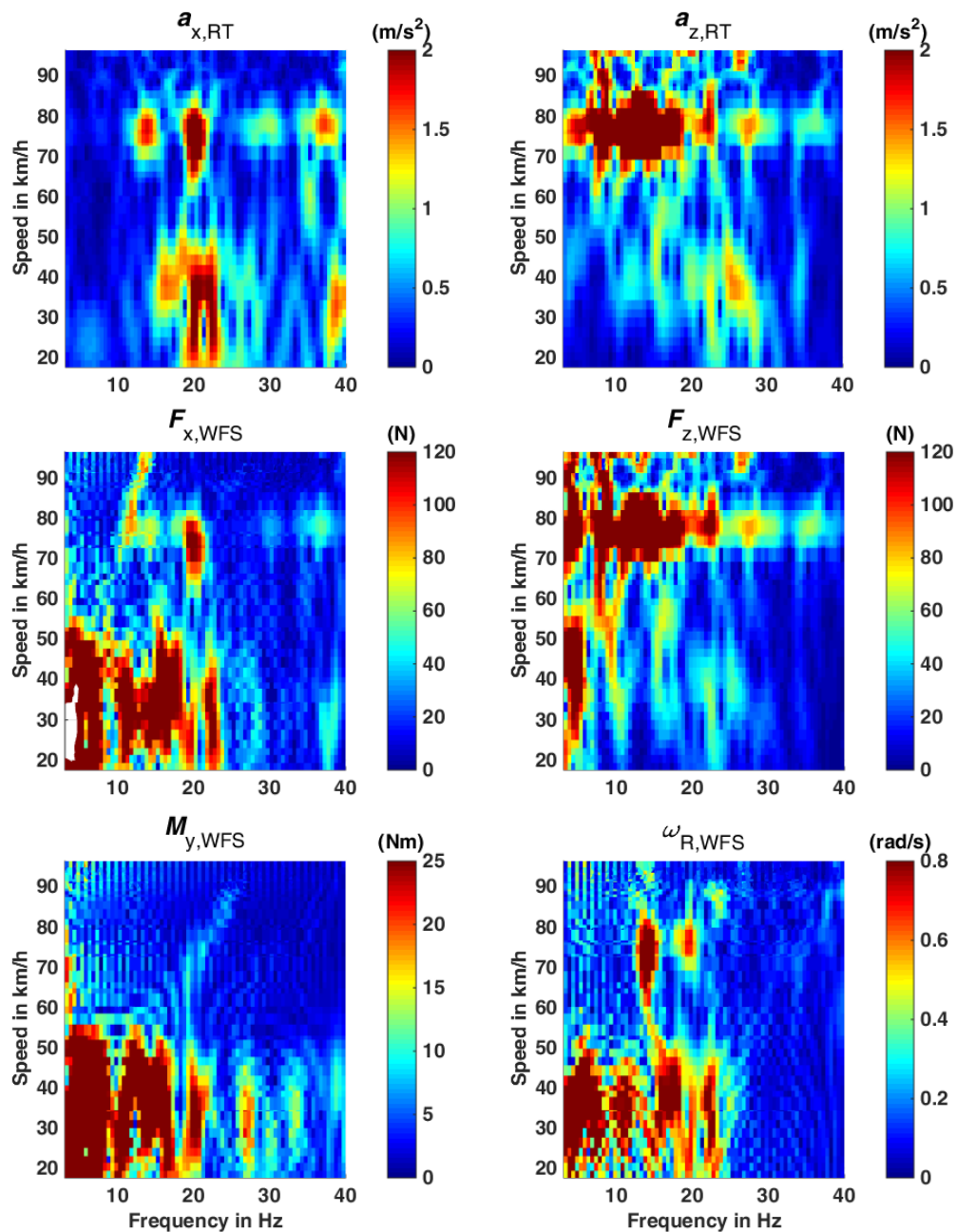


Abbildung 107: Spektrogramm der Messung 201705140039, Bremsversuch mit ansteigendem Bremsdruck, Taxiway, das rechte Vorderrad

Die Vollbremsung und der Versuch mit stark pulsierendem Bremsdruck mit einer Anfangsgeschwindigkeit von 100 km/h werden auch auf der Landebahn des Testgeländes in Griesheim durchgeführt. Die Signalverläufe im Zeitbereich mit ABS-Eingriff sind in Anhang C.5 zusammengefasst.

8.3.4 Kompensation von Radmasse und Aufbaunicken

Wie in Kapitel 6 diskutiert, kann die dynamische Radlastmessung vom WFS über die Kompensation der Trägheitskraft bis ca. 17 Hz korrekt erfolgen. Ab 17 Hz hat diese Kraftkompensation jedoch einen negativen Effekt. Dadurch können die ermittelten μ -Schlupf-Kurven beeinflusst werden. Tiefpass-Filter mit Grenzfrequenzen von 50 Hz und 15 Hz

werden genommen, um die Auswirkung der Methode in verschiedenen Frequenzbereichen zu untersuchen. Neben dieser Trägheitskraftkompensation sind weitere Optimierungsmaßnahmen wie die Kompensation des Aufbaunickens und der beim Nullabgleich vom WFS fehlenden statischen Radmasse in Kapitel 7 beschrieben. In diesem Abschnitt werden die Auswirkungen der oben genannten Maßnahmen überprüft. Die Methode der dynamischen Kompensation in x - und z -Richtung umfasst die Kompensation des Aufbaunickens sowie der statischen Radmasse bei niedrigen Frequenzen und die dynamische Trägheitskraftkompensation eines Teils der Radmasse. Demgegenüber werden bei der quasi-statischen Kompensation nur das Aufbaunicken und die statische Radmasse betrachtet.

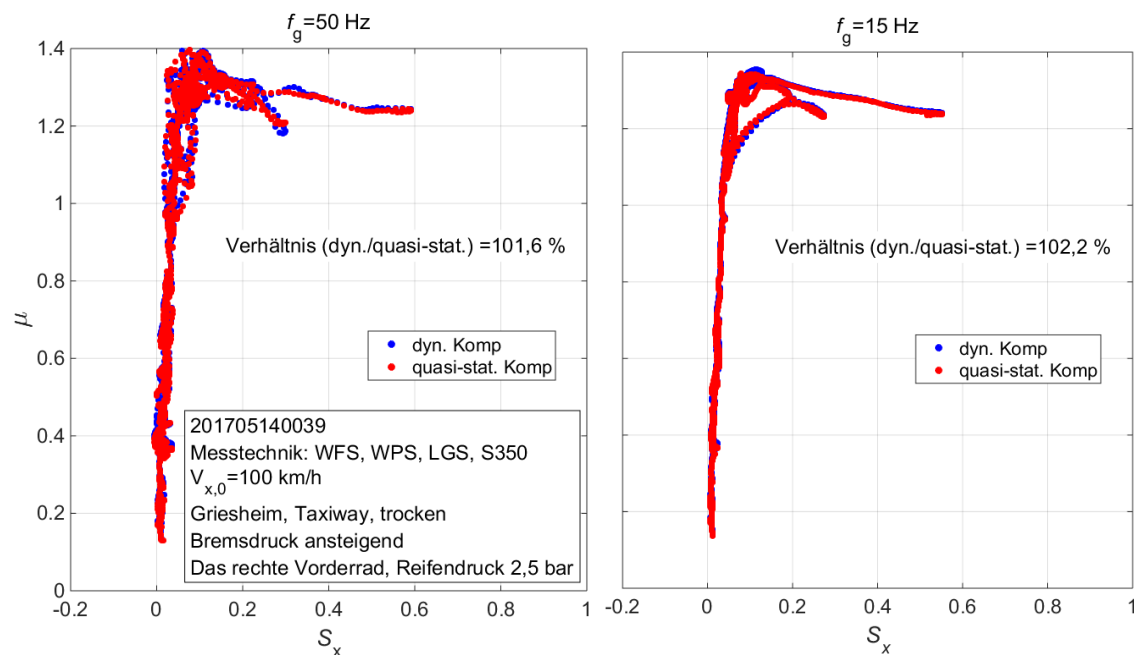


Abbildung 108: μ -Schlupf-Kurve, Vergleich der Messungen mit dynamischer und quasi-statischer Kompensation; links: mit einer Grenzfrequenz von 50 Hz tiefpassgefiltert, rechts: mit einer Grenzfrequenz von 15 Hz tiefpassgefiltert

Abbildung 108 demonstriert beispielhaft, dass die Kurve nach der Tiefpassfilterung mit einer Grenzfrequenz von 15 Hz vergleichsweise weniger Streuung aufweist. In diesem Fall kann die quasi-statische Kennlinie des Reifens erfasst werden. Dadurch wird die gemessene Dynamik des Reifens jedoch aus dem Messergebnis eliminiert. Mithilfe der Streuungsfläche in der Auswertung wird erkannt, dass die dynamische Trägheitskraftkompensationsmethode sowohl bis 50 Hz als auch bis 15 Hz eine Vergrößerung der Streuung um ca. 2 % mit sich bringt. Deswegen wird die Hypothese H 8.5 auf relativ ebener Fahrbahn nach dem erstellten Kriterium als bewährt angesehen. In dieser Situation wird die dynamische Trägheitskraftkompensation für die Ermittlung der Kurve nicht benötigt. Der mögliche Grund dafür ist, dass die Amplituden der zu kompensierenden Trägheitskräfte relativ klein sind²⁹¹. Welche Kompensationsmethode zu verwenden ist, hängt auch vom Frequenzbereich, der von Interesse ist, ab. Bei Versuchen auf starken Unebenheiten

²⁹¹ $(m_{w1}\ddot{Z}_{RT})_{rms}/(F_{z,WFS})_{rms}=1,5\%$, $(m_{w1}\ddot{X}_{RT})_{rms}/(F_{x,WFS})_{rms}=1,8\%$

oder beim Überfahren einer großen Schwelle werden noch weitere Untersuchungen benötigt.

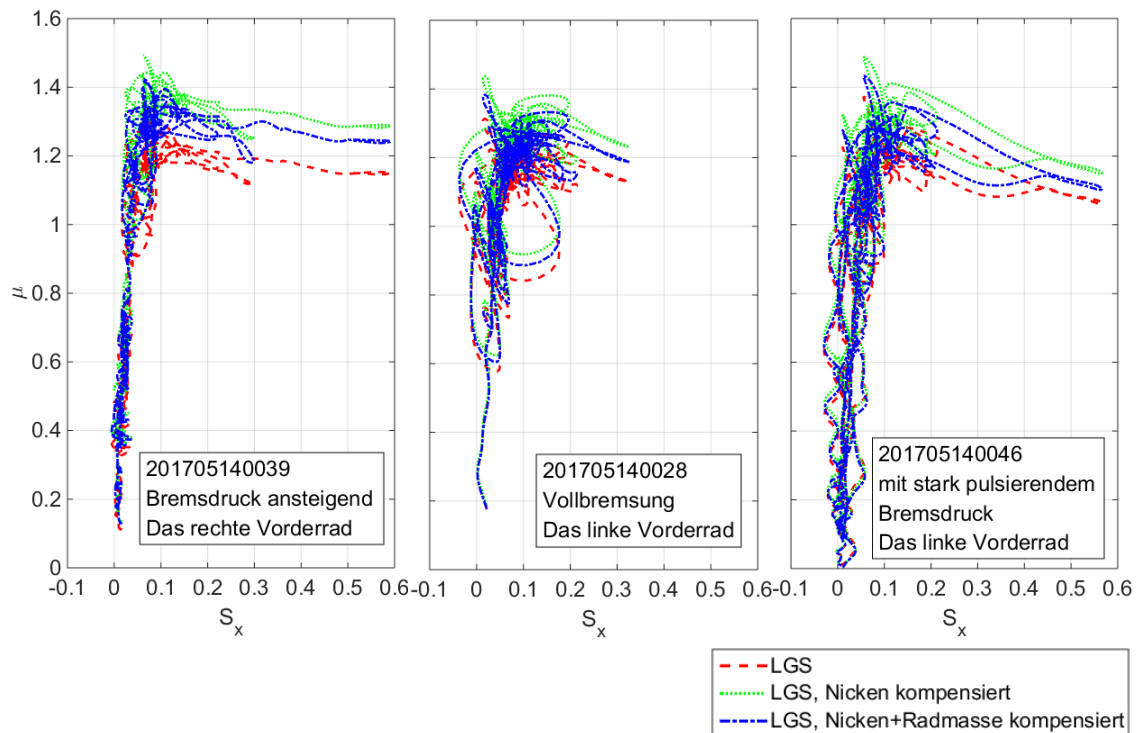


Abbildung 109: μ -Schlupf-Kurve, Radmasse- und Aufbaunickenkompensation, Messtechnik: WFS, WPS, LGS, S-350, $V_{x,0}=100$ km/h, Griesheim, trocken, Reifendruck 2,5 bar; links: Bremsdruck ansteigend, Mitte: Vollbremsung, rechts: mit stark pulsierendem Bremsdruck

Der LGS ermöglicht nicht nur die Messung der Radmittengeschwindigkeit, sondern auch die Erfassung des Aufbaunickwinkels mithilfe der Parallelogramm-Gestänge. Wie in Kapitel 7 erwähnt, hat die Aufbaunickbewegung einen großen Einfluss auf das Koordinatensystem des WFS, damit wird die Form der μ -Schlupf-Kurve verfälscht. Durch die Koordinatenkompensation mithilfe der Nickwinkelmessung vom LGS werden die ermittelten Kurven ins reifenfeste Koordinatensystem korrigiert.

Abbildung 109 stellt die Auswirkungen der quasi-statischen Kompensation von drei Fahrmanövern dar. Es ist zu erkennen, dass die Kompensation des Aufbaunickens allein zur Erhöhung der ermittelten Kraftschlusswerte μ führt. Dieser Einfluss ist insbesondere bei hoher Bremskraft entscheidend. Nach dieser Kompensation steigt das Maximum der Kurve um 10 bis 20 %. Dadurch gilt die Hypothese H 8.4 als falsifiziert. Demgegenüber verursacht die Kompensation der Radmasse zwischen dem WFS und der Fahrbahn eine Reduzierung der Höhe der μ -Schlupf-Kurve um weniger als 10 %, da die Radlast nach der Korrektur in diesem Fall um ca. 200 N vergrößert wird.

8.4 Simulation

8.4.1 Simulationskonzepte

In Abschnitt 8.3 wurden die ausgewählten Versuchsergebnisse vorgestellt und diskutiert. Aufgrund der fehlenden Referenzmessung am Reifenkontaktpunkt in den Fahrversuchen ist die Simulation mit dem erstellten Rigid-Ring-Modell eine notwendige Ergänzung, um die neu gewonnenen Erkenntnisse nochmals kritisch zu überprüfen und über die nicht überprüfbaren Hypothesen wie z. B. die Rotation der Lauffläche zu diskutieren. Dafür wird das in Kapitel 5.3.3 erstellte Modell verwendet. Die Hauptelemente des Modells sind:

- Rigid-Ring-Modell mit linearen Federn und Dämpfern unter Berücksichtigung der WFS-Messdynamik
- Viertelfahrzeugmodell mit Elastizität in Längs- und Vertikalrichtung

Es wird angestrebt, die Parametrisierung so gut wie möglich mit der in Abschnitt 5.4 vorgestellten Methode durchzuführen. Aufgrund der Vereinfachung der Modelle können die Fragestellungen jedoch nur qualitativ untersucht werden. Darüber hinaus wird es durch die Simulationen ermöglicht, Übertragungsfunktionen zwischen Längskraft und Bremsmoment sowie Längsschlupf zu erstellen. Am Ende werden diese Ergebnisse mit den in der Literatur gefundenen Darstellungen verglichen und diskutiert.

Nach Zegelaar²⁹² werden in diesem Abschnitt Versuche mit stufenweise steigendem oder sinkendem Bremsmoment (Abbildung 110) simuliert, um den Reifen und das Fahrwerk anzuregen. Darüber hinaus werden die Simulationen, wie in Kapitel 6 beschrieben, mit fixierter Radmitte und dem Viertelfahrzeugmodell durchgeführt. Der Fokus der Versuche mit fixierter Radmitte auf dem Prüfstand liegt auf der Untersuchung der Reifendynamik, wobei die Radgeschwindigkeiten mit drei Variationen (25 km/h, 50 km/h, 100 km/h) konstant gehalten sind. Bei den Versuchen mit dem Viertelfahrzeugmodell spielt die Radeigenfrequenz eine entscheidende Rolle. Hier werden die gleichen Bremsungen mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 100 km/h durchgeführt. Darüber hinaus werden die Fahrbahnanregung und die Bremsdruckänderung beim Versuch mit ansteigendem Bremsdruck simuliert.

²⁹² Zegelaar, P. W.: The dynamic response of tyres to brake torque variations and road, 1997, S. 216.

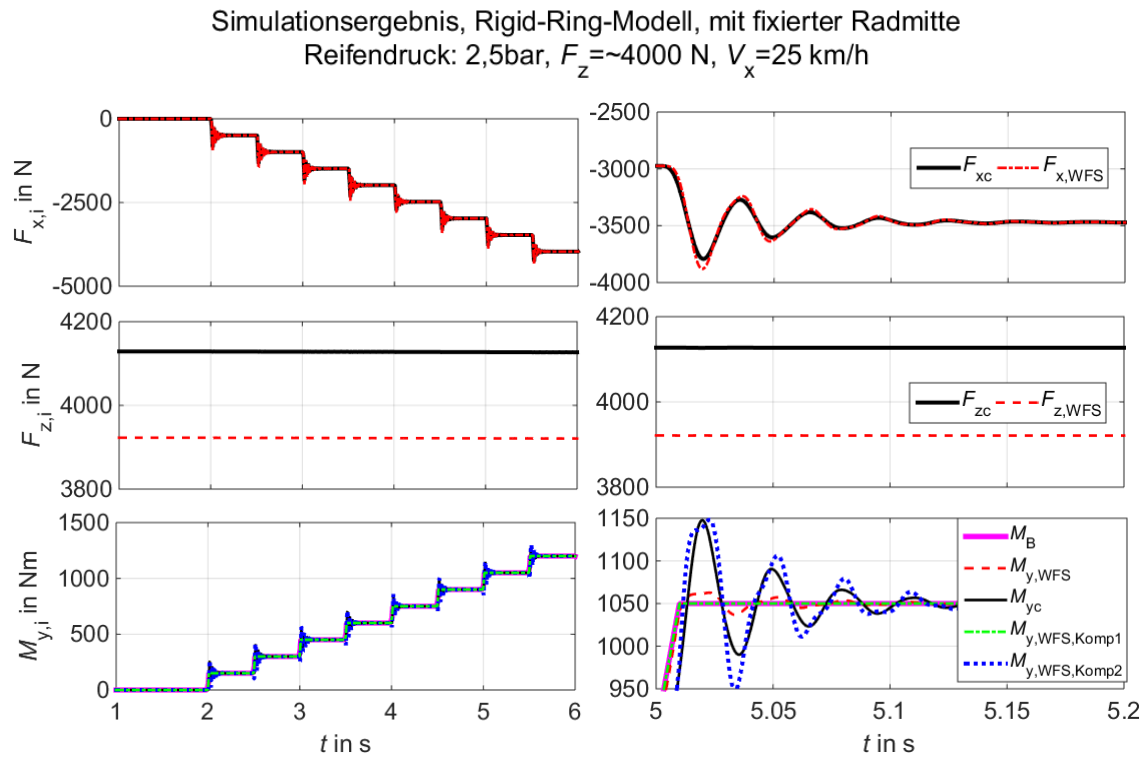


Abbildung 110: Signalverläufe, Simulation mit stufenweise steigendem Bremsmoment

Die Signalverläufe bei der Simulation mit stufenweise steigendem Bremsmoment werden beispielhaft in Abbildung 110 dargestellt. Schwankung in den Längskräften (oben links) und den Bremsmomenten (unten links) nach jeder Bremsdruckänderung sind in den Simulationsergebnissen zu erkennen. Mit der fixierten Radmitte wird die Radlast konstant gehalten. Die Differenz zwischen der WFS-Messung und der Radlast am Reifenlatsch (Mitte) resultiert nur aus der fehlenden Radmasse zwischen WFS und Fahrbahn. Werden die Ergebnisse noch genauer angeschaut (rechts), sind bei den Kräften und Momenten Differenzen zwischen den Messdaten und den realen Werten zu erkennen. Mithilfe der Raddrehbeschleunigung in dynamischen Situationen wird die Kompensation der Trägheitsmomente überprüft. Theoretisch kann das Moment $M_{y,WFS,Komp1}$ durch die Kompensation des inneren Massenträgheitsmoments J_{IR} vom WFS das Bremsmoment M_B , wie in Abbildung 110 (unten rechts) dargestellt, gut repräsentieren, da die Massen dazwischen als Starrkörper betrachtet werden können. Fragwürdig ist jedoch die Kompensation des äußeren Massenträgheitsmoments. Aufgrund der Eigenschwingung des Reifengürtels ist die Messung des durch die Bremskraft F_{xc} entstandenen Momentes am Reifenkontaktpunkt M_{yc} unter Vernachlässigung des Rollwiderstandes nicht einfach zu realisieren. In diesem Fall wird beim Moment $M_{y,WFS,Komp2}$ eine Überkompensation (blaue Linie) identifiziert. Die Simulationsergebnisse implizieren, dass bei der Messung der dynamischen Raddrehbewegung eine Grenze gesetzt wird.

$$M_{y,WFS,Komp1} = M_{y,WFS} - J_{IR} \cdot \dot{\omega}_{Rad} \quad (8.7)$$

$$M_{y,WFS,Komp2} = M_{y,WFS} + (J_{OR} + J_{RR}) \cdot \dot{\omega}_{Rad} \quad (8.8)$$

$$M_{yc} = -F_{xc} \cdot r_d \quad (8.9)$$

8.4.2 Mit fixierter Radmitte

μ -Schlupf-Kurve

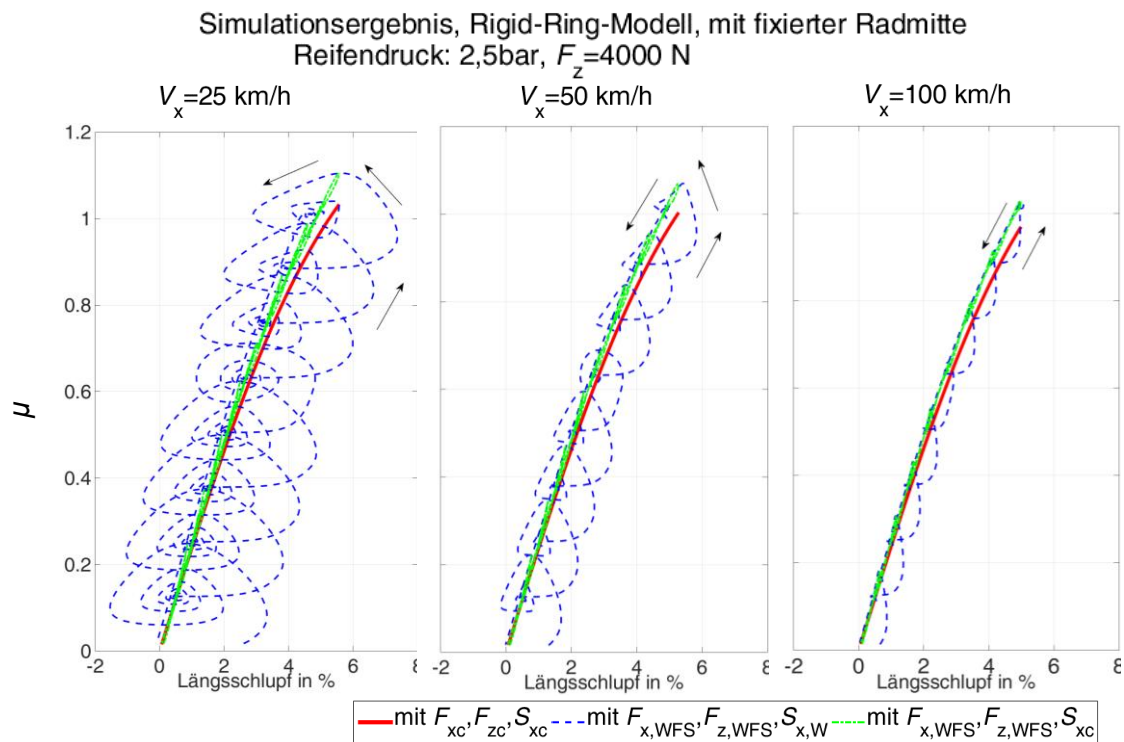


Abbildung 111: μ -Schlupf-Kurve, mit fixierter Radmitte und stufenweise steigendem Bremsdruck

Die Simulationsergebnisse in Abbildung 111 zeigen, dass das Informationsdefizit bei der Rotation des Reifengürtels im Zeitbereich zur Hysterese in den ermittelten μ -Schlupf-Kurven führt. Die roten Linien stellen mithilfe der Kräfte und Schlupfwerte am Reifenlatsch die durch die Magic-Formula bestimmten Reifenkennlinien dar²⁹³. Kommen die Messwerte für die Bestimmung der Kraftschlussbeiwerte direkt vom WFS, ergeben sich die grünen Linien mit einer leichten Erhöhung des Kraftschlussbeiwerts. Bei den blauen Linien wird zusätzlich wie in der Praxis die Radmittendrehgeschwindigkeit genommen. Hier entsteht das Streuverhalten in den Messungen durch die Rotation des Reifengürtels. Ohne eine genaue Messung der Drehgeschwindigkeit der Reifenlauffläche sind in diesen Situationen Streuungen in den ermittelten μ -Schlupf-Kurven unvermeidbar. Zudem ist zu erkennen, dass die Streuungsfläche mit zunehmender Geschwindigkeit sinkt. Wie in Abbildung 98 dargestellt, kann diese Tendenz durch die Sensitivität der Fahrgeschwindigkeit auf die Schlupfberechnung erklärt werden, da die Amplituden der Drehgeschwindigkeitsschwankungen bei jeder Bremsdruckänderung relativ konstant bleiben. Ohne Berücksichtigung der relativen Dämpfung kann die Änderung der Schleifen durch die Messdynamik allein erklärt werden. Damit wird die universelle Hypothese H 8.6 im Rahmen der Simulationen mit fixierter Radmitte falsifiziert: Mithilfe des parametrisierten

²⁹³ siehe Abschnitt 5.3.3

Rigid-Ring-Modells wird theoretisch nachgewiesen, dass die Rotation der Lauffläche einen deutlichen Einfluss auf das Streuungsverhalten in den ermittelten μ -Schlupf-Kurven hat.

Übertragungsfunktionen

Durch die Übertragungsfunktionen kann das dynamische Messverhalten vom WFS im Frequenzbereich erklärt werden. Abbildung 112 zeigt, dass der Fehler in der Schlupfberechnung für die Differenzen zwischen den simulierten Messergebnissen mit $S_{x,w}$ (schwarz, grün) und den Modellberechnungen an der Radaufstandsfläche mit S_{xc} (rot, blau) verantwortlich ist. Mit dem WFS kann der lokale Schlupf S_{xc} nicht richtig gemessen werden. Dadurch entsteht die Hysterese in den ermittelten μ -Schlupf-Kurven. Ab ca. 40 Hz ist im Vergleich der Ergebnisse vom WFS (schwarz, rot) und vom Reifenkontaktpunkt (grün, blau) der Einfluss des Reifengürtels erkennbar. Die simulierte Kraftübertragung in Längsrichtung ist wegen der Symmetrie des Rades gleich wie beim Zweimassenschwinger-Modell in Vertikalrichtung. Aufgrund dieser Ergebnisse lässt sich vermuten, dass die in Abbildung 97 (rechts) gezeigte Übertragungsfunktion vom WFS gemessen ist. Im Amplitudengang hat das Messergebnis vom WFS (schwarz) einen ähnlichen Verlauf wie in der Simulation. Der Phasengang in der Literatur stimmt mit dem simulierten Ergebnis mit dem Schlupf am Reifenkontaktpunkt S_{xc} jedoch besser überein, was noch weiter untersucht werden soll. Darüber hinaus lässt sich die Frequenzdifferenz zwischen den Überhöhungen in Abbildung 97 (rechts) von 60 bis 80 Hz durch den Unterschied zwischen der Kraftmessung vom WFS (rot) und der lokalen Längskraft am Reifenlatsch (schwarz) erklären. Mit dem Simulationsmodell werden die möglichen Einflussfaktoren der Raddynamikmesstechnik bei der Ermittlung der μ -Schlupf-Kurven aufgezeigt.

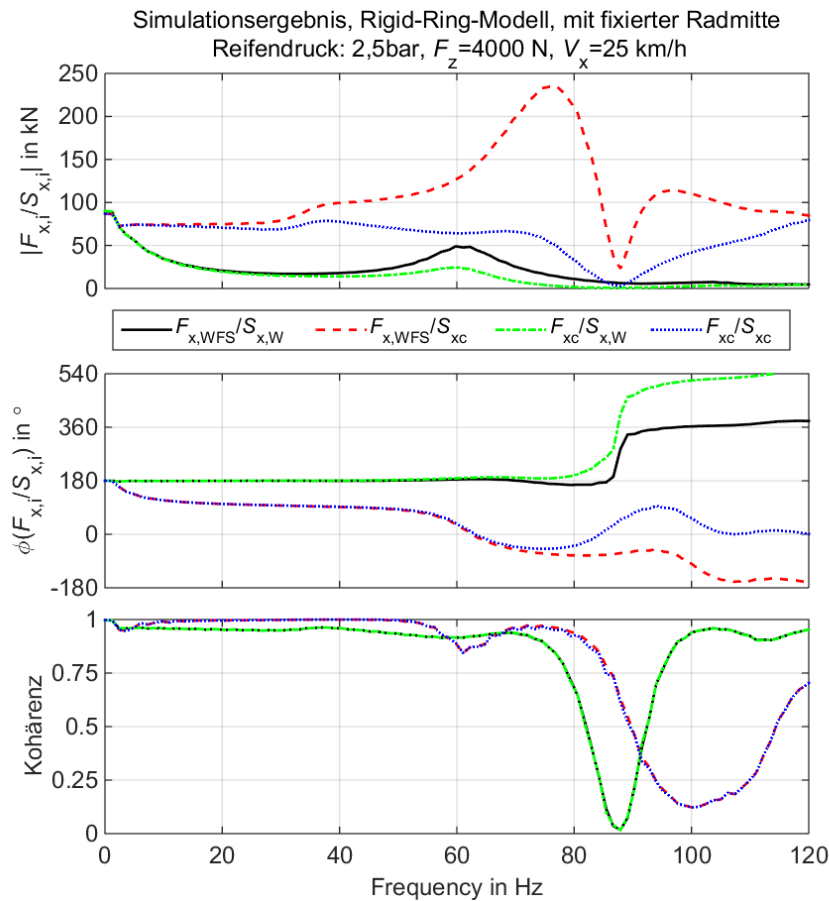


Abbildung 112: Übertragungsfunktionen zwischen Kräften und Schlupf, mit fixierter Radmitte

Zudem zeigen die Ergebnisse in Abbildung 113, dass die Übertragungsfunktionen geschwindigkeitsabhängig sind. Die in Abbildung 97 (rechts) gezeigten Kennlinien wurden bei 25 km/h ermittelt. Die Form der gemessenen Übertragungsfunktionen mit der Längskraft $F_{x,WFS}$ (schwarz) wird stark von der Messdynamik und der Fahrgeschwindigkeit beeinflusst. Die Übertragungsfunktionen zwischen der Kraft an der Lauffläche und dem lokalen Schlupf (blau) haben sich jedoch wenig geändert. Mit steigender Geschwindigkeit wird die Kohärenz zwischen der Längskraft am Reifenlatsch F_{xc} und dem lokalen Schlupf S_{xc} auch höher. Aufgrund der Grenze der Messdynamik kann die Identifikation der Simulationsmodelle durch eine Geschwindigkeitsänderung verfälscht werden.

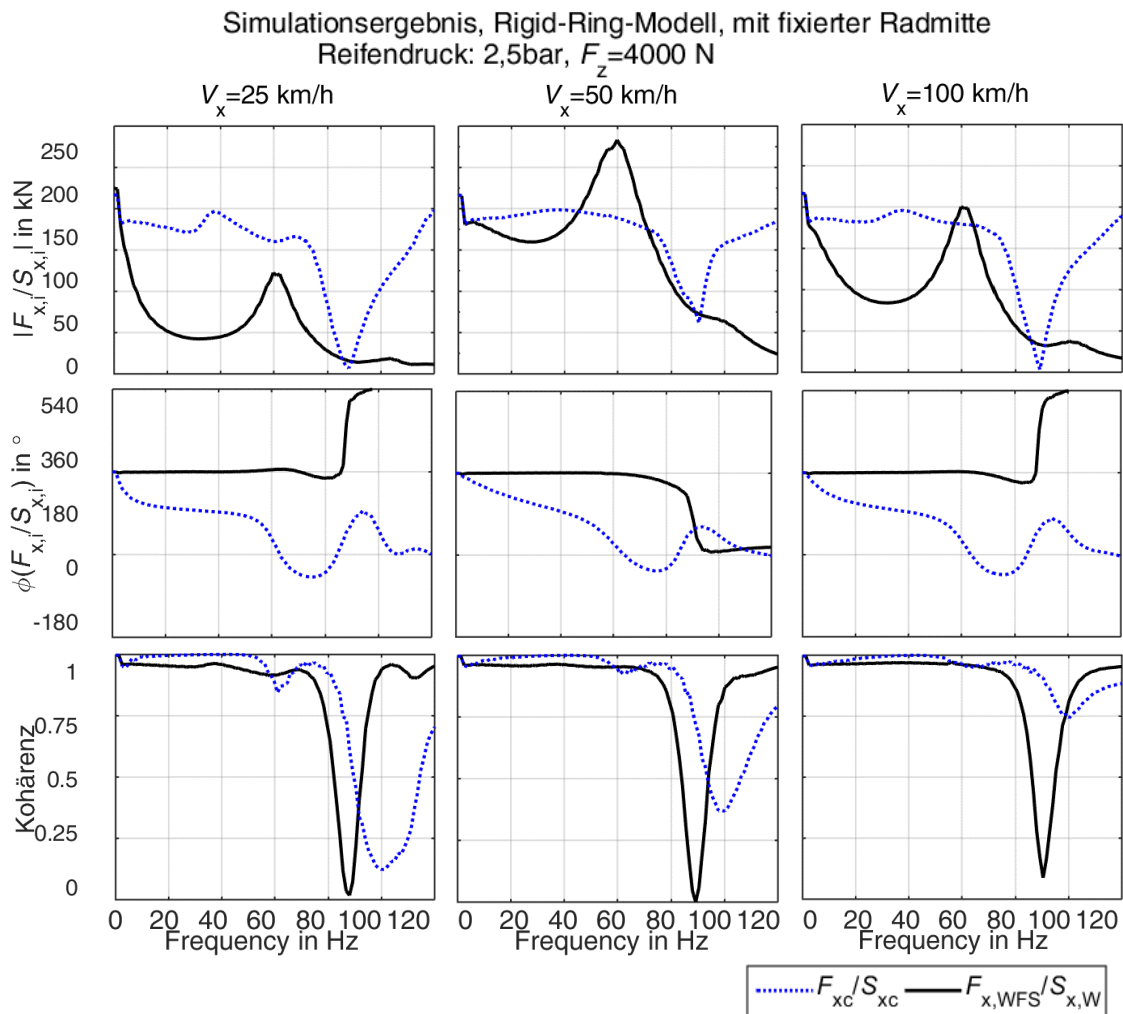


Abbildung 113: Übertragungsfunktionen zwischen Kräften und Schlupf

In Abbildung 114 werden die Übertragungsfunktionen zwischen den Längskräften und den Momenten um die Raddrehachse gezeigt. Daraus ist zu erkennen, dass große Abweichungen zwischen den Ergebnissen der Längskraftmessung vom WFS (schwarz, rot) und den berechneten Längskräften am Reifenlatsch (grün, blau) bestehen. Der Unterschied ist bei ca. 80 Hz besonders groß, da hier die Eigenschwingung des Reifengürtels eine sehr wichtige Rolle spielt. Die in Abbildung 97 (links) zu sehenden Differenzen zwischen Versuchsergebnis und Simulationsergebnis sowohl in Amplitude und Frequenz als auch in Phase entsprechen dem aus der Bremsmomentmessung (schwarz, rot) entstandenen Unterschied. Entsprechend der Diskussion in Abschnitt 8.4.1 ist es jedoch möglich, die Kompensation nach innen durch die Drehbeschleunigung des Rades zu realisieren. Zudem sind diese gemessenen Kennlinien stark geschwindigkeitsabhängig. Je höher die Geschwindigkeit, desto niedriger sind die Überhöhungen bei ca. 40 Hz, die auf die Rotation des Reifengürtels zurückzuführen sind. Aufgrund dieser Simulationsergebnisse wird vermutet, dass die Messdynamik vom WFS nicht vernachlässigt werden kann. Es ist notwendig, das Messverhalten des Sensors in Fahrdynamikmodellierung zu berücksichtigen.

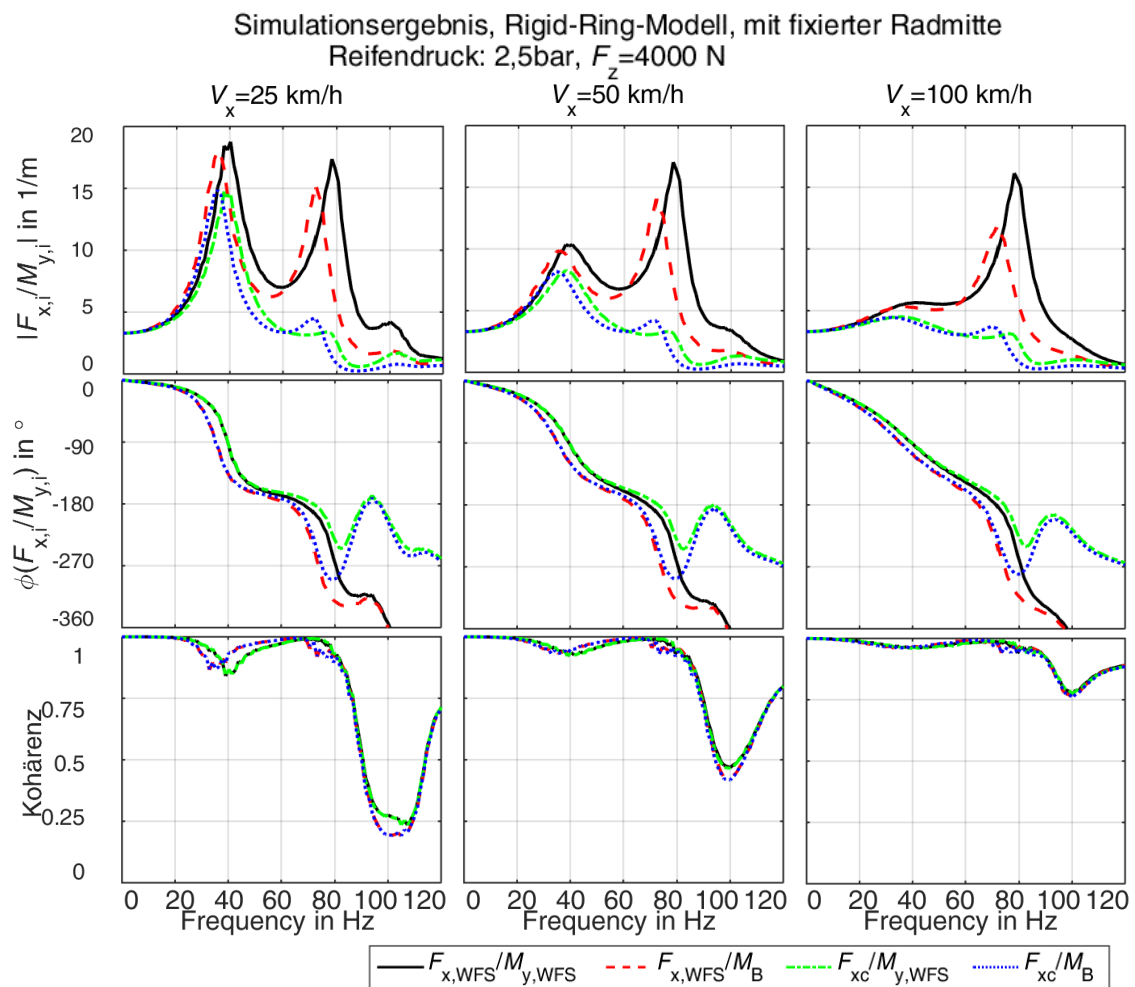


Abbildung 114: Übertragungsfunktionen zwischen Kräften und Momenten, mit fixierter Radmitte

8.4.3 Viertelfahrzeugmodell

Mit Hilfe des erstellten Viertelfahrzeugmodells wird die Auswirkung des dynamischen Messverhaltens vom WFS in Bremsversuchen untersucht, um die möglichen Grenzen der Messtechnik vorherzusagen. Die dynamische Trägheitskraftkompensationsmethode durch die Radträgerbeschleunigung wird auch in Simulationen überprüft. Im Vergleich zu den Versuchen mit fixierter Radmitte dominieren in diesen Fällen die Eigenfrequenzen der Radaufhängung in Längs- und Vertikalrichtung. Es wird angestrebt, die Parameter an das Versuchsfahrzeug anzupassen, aufgrund der Vereinfachungen in der Modellierung sind die Ergebnisse jedoch nur qualitativ zu bewerten. Darüber hinaus werden hier das Aufbaunicken und die Schwingung der Abstützungseinheit vernachlässigt.

μ -Schlupf-Kurve

Durch das Viertelfahrzeugmodell wird die Simulation der Elastizität im Fahrwerk ermöglicht, damit kann der Vergleich zwischen Geschwindigkeitsmessungen vom S-350-Sensor und vom LGS, wie Abbildung 105 (oben) dargestellt, in den Simulationen durchgeführt werden. Abbildung 115 zeigt das Simulationsergebnis mit ansteigendem Bremsdruck auf

einer Fahrbahn mit stochastischer Unebenheit. Die rote Linie repräsentiert das quasi-statische Magic-Formula-Modell, das für die Längskraftberechnung am Reifenkontaktpunkt verantwortlich ist. Die anderen zwei Linien zeigen die simulierten Messergebnisse, wobei die Schlupfberechnungen jeweils über die Aufbaugeschwindigkeit (blau) und die Radmittengeschwindigkeit (schwarz) erfolgen. Beim Überfahren einer Schwelle und bei einer Bremsdruckänderung wie mit der ABS-Regelung wird die Hysterese in den ermittelten Kurven in ähnlicher Form wie in den Fahrversuchen erzeugt. Im Gegensatz dazu ist die Drehung der Reifenlauffläche hauptsächlich für die Hysterese in den Simulationen verantwortlich, wobei der Unterschied der Schlupfberechnung zwischen zwei Messmethoden eher gering ist. Dies kann zum einen an der vereinfachten Fahrwerkmodellierung und -parametrisierung in Längsrichtung, zum anderen an der Vernachlässigung des Einflusses der Abstützungseinheit liegen.

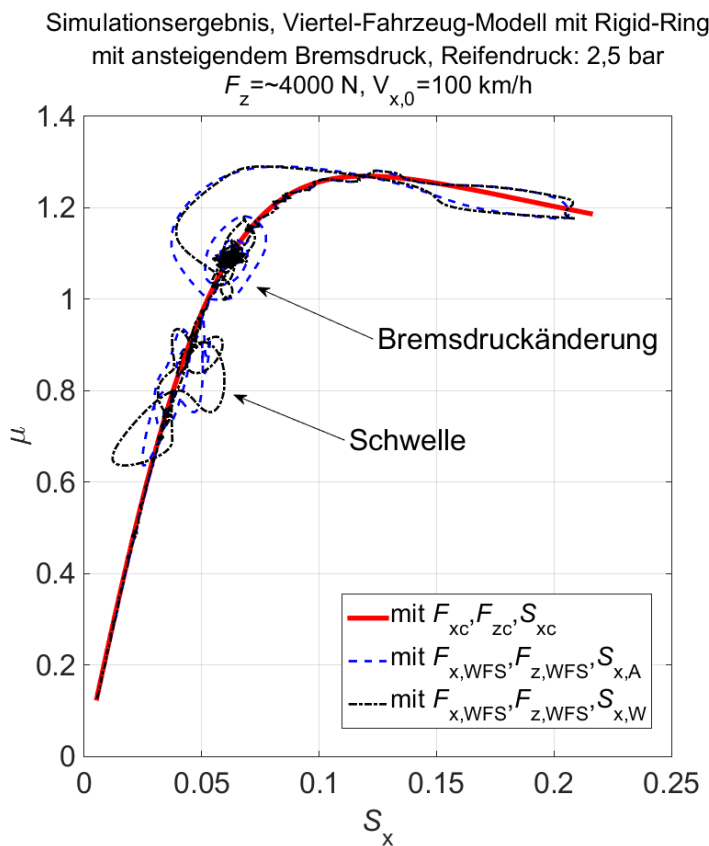


Abbildung 115: μ -Schlupf-Kurve, mit Viertelfahrzeugmodell und ansteigendem steigendem Bremsdruck, Einflüsse der Anregungen

Die Ergebnisse der Bremsversuche auf ebener Fahrbahn mit stufenweise steigendem und sinkendem Bremsdruck werden in Abbildung 116 gezeigt. Im Vergleich zu den Versuchen mit fixierter Radmitte werden die zusätzlichen Einflüsse von den Radbewegungen und die mögliche Trägheitskraftkompensation überprüft. Die Längskraftkompensation mit der Radträgerbeschleunigung in Gleichung (8.10) erfolgt hier auf die gleiche Weise wie in Gleichung (6.3).

$$F_{x,WFS,Komp} = F_{x,WFS} + m_{w1} \ddot{x}_{RT} \quad (8.10)$$

Wenn der messtechnisch schwer erfassbare lokale Schlupf verwendet wird, zeigt sich zwischen den Ergebnissen der dynamischen Trägheitskraftkompensation (cyan) im Vergleich zu denen der WFS-Messungen (grün) kein erkennbarer Unterschied. Das entspricht den Versuchsergebnissen und impliziert, dass die Drehung der Lauffläche in diesen Fällen der entscheidende Faktor für die Hysterese ist. Diese Aussage wird dadurch verstärkt, dass die Schlupfberechnungen sowohl über die Aufbaugeschwindigkeit (blau) als auch über die Radmittengeschwindigkeit (grün) Hysterese in den ermittelten Kurven aufweisen. Aufgrund der Bremsdruckänderungen in zwei Richtungen wird die Lauffläche während der Bremsvorgänge nach hinten und nach vorne angeregt, was im Vergleich zu den Referenzkurven (rot und grün) zu einer asymmetrischen Verteilung der Hysterese führt. Darüber hinaus sinkt wie mit fixierter Radmitte die Streuungsfläche mit zunehmender Geschwindigkeit. Damit wird die Hypothese H 8.6 angesichts der Simulationen mit dem Viertelfahrzeugmodell falsifiziert: Durch die Rotation der Lauffläche ist ein klarer Unterschied in den Streuungen der ermittelten μ -Schlupf-Kurve zustande gekommen.

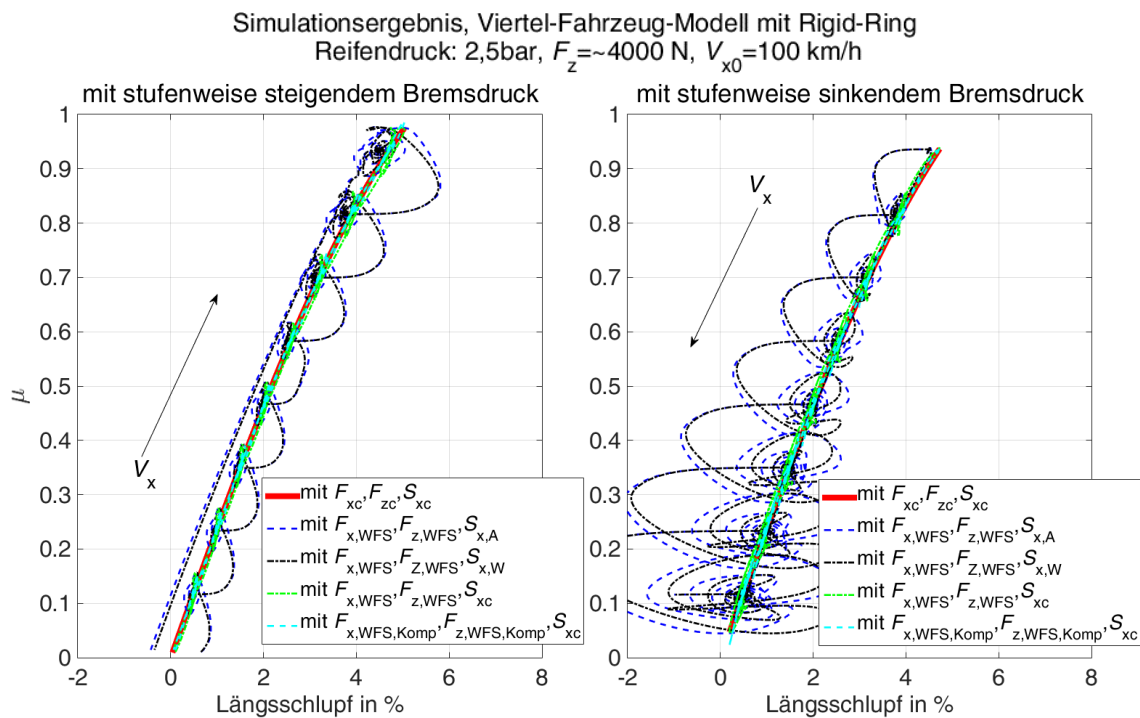


Abbildung 116: μ -Schlupf-Kurve, mit Viertelfahrzeugmodell und stufenweise steigendem Bremsdruck

Übertragungsfunktionen

Die Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften und dem Schlupf beim Viertelfahrzeugmodell (Abbildung 117) zeigen, dass die Eigenfrequenz des Rades in Längsrichtung einen großen Einfluss hat. Die blaue Linie stellt das ideale Übertragungsverhalten des Modells am Reifenkontaktpunkt dar. Im Vergleich mit den Simulationsergebnissen mit fixierter Radmitte in Abbildung 112 ist zu erkennen, dass die gemessene Längskraft (schwarz, grün und rot) bei ca. 22 Hz stark von der Eigenfrequenz der Radaufhängung in x -Richtung beeinflusst wird. Diese Änderung kann bis ca. 30 Hz durch die Trägheitskraft des Rades jedoch kompensiert (cyan) werden. Das entspricht der Erkenntnis in Kapitel

6.3, dass die Methode in diesem Frequenzbereich zur Erhöhung der Messgenauigkeit führt. Danach wird die Längskraft überkompensiert, da der Reifen nicht mehr als ein einziger Starrkörper schwingt. Der Grund, warum die Abweichung in der Schlupfberechnung für die Schleifen verantwortlich ist, liegt hauptsächlich daran, dass die Phase des lokalen Schlupf über die Raddrehgeschwindigkeit nicht richtig gemessen wird. Mit steigender Frequenz werden die Abweichungen (schwarz und grün) noch größer.

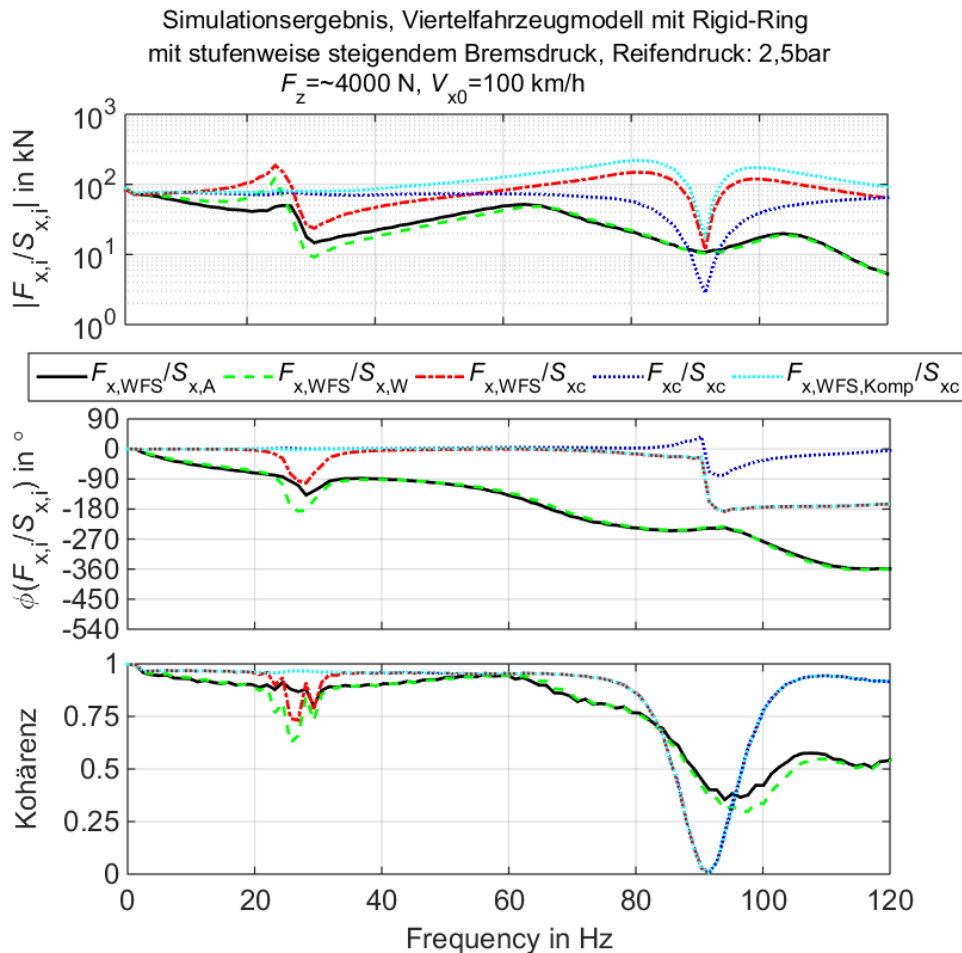


Abbildung 117: Übertragungsfunktionen zwischen Kräften und Schlupf mit dem Viertelfahrzeugmodell

Abbildung 118 stellt zusätzlich die Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften und Momenten beim Viertelfahrzeugmodell dar. Nach der Trägheitskraftkompensation in x -Richtung ist der Amplitudenunterschied zwischen der gemessenen Längskraft (rot) und der Längskraft am Reifenlatsch (cyan) bei ca. 22 Hz von 78 % auf 10 % gesunken. Darüber hinaus wird die Phasendifferenz in diesem Frequenzbereich auch kompensiert. Erst ab ca. 30 Hz ist es notwendig, die Bremsmomentmessung in Amplituden und in Phasen, wie in Gleichung (8.7) dargestellt, durch die Kompensation des Trägheitsmoments zu verbessern. Im Vergleich mit der Längskraft am Reifenkontaktpunkt (blau) ist ab ca. 30 Hz ersichtlich, dass die Trägheitskraft überkompensiert (cyan) wird. Im hohen Frequenzbereich dominiert wiederum die translatorische Eigenschwingung des Reifengürtels. Deshalb kann hierbei durch die Trägheitskraftkompensation die Grenze der Messgültigkeit vom WFS lediglich auf ca. 30 Hz erweitert werden.

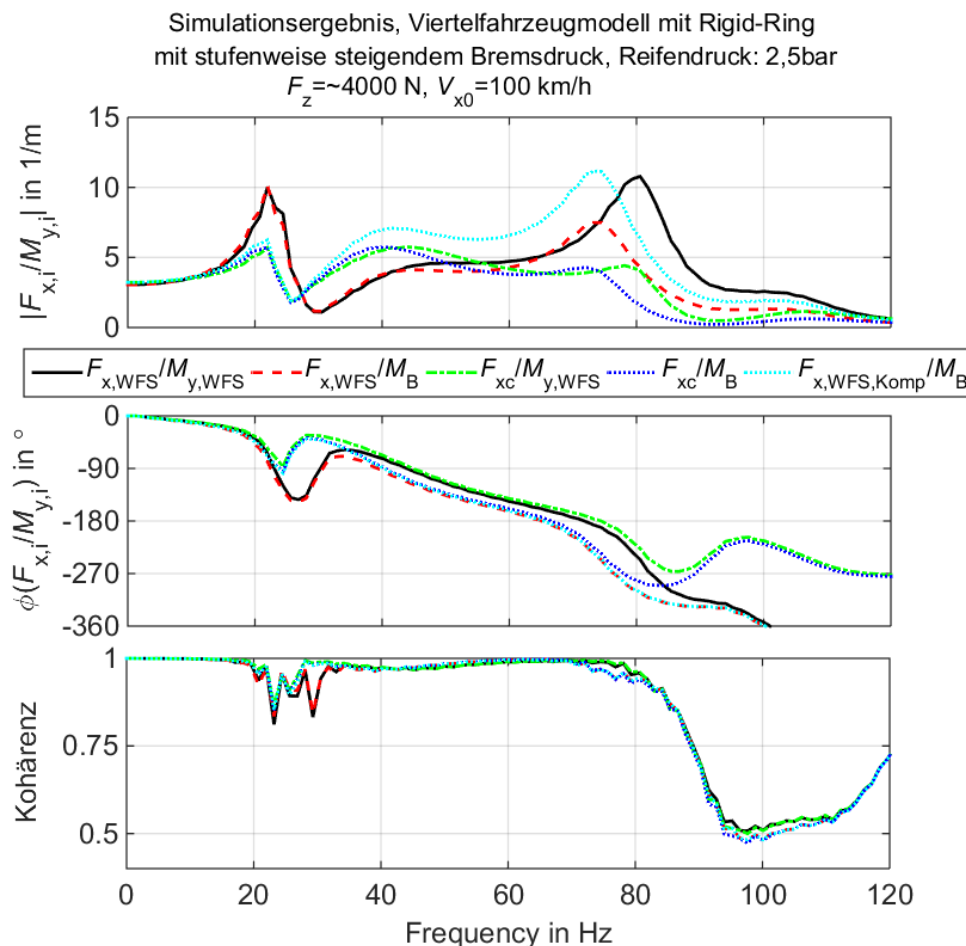


Abbildung 118: Übertragungsfunktionen zwischen Kräften und Momenten mit dem Viertelfahrzeugmodell

8.5 Fazit und Optimierungsvorschläge

Die Hammerschlagversuche, das Geradeausfahren und die Bremsversuche lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Datensynchronisation spielt eine wichtige Rolle in den Versuchsergebnissen. Diese Aussage wird entsprechend den Angaben des Herstellers in dieser Arbeit nachgewiesen. Es ist jedoch aufwendig, die Synchronisation aller verwendeten Sensoren zu prüfen. Es wäre wünschenswert, einen standardisierten Prüfprozess auf Basis bekannter physikalischer Zusammenhänge der Signale zu entwickeln. Noch besser wäre es, wenn die gesamte verwendete Messtechnik vor den Versuchen von einem Hersteller oder einem Dienstleister integriert wäre und die Datensynchronisation nach den Anforderungen überprüft würde.
- Die Eigenfrequenz der Abstützungseinheit hat einen Einfluss auf die Drehzahlmessung sowie das Koordinatensystem für die Kraftmessung. Durch Frequenzspektrum und Spektrogramm wird die Eigenfrequenzänderung identifiziert. Dadurch wird die Streuung der ermittelten μ -Schlupf-Kurve beeinflusst. Oberhalb der Eigenfrequenz der Abstützungseinheit wird die Untersuchung der Reifendynamik dadurch begrenzt. Die Eigenfrequenz der neuen Halterung ist größer als

die der alten. Deshalb ist es sinnvoll, die Steifigkeit der Abstützungseinheit anhand klar definierter Anforderungen zu überprüfen und ggf. durch weitere Maßnahmen zu erhöhen. Darüber hinaus können die Signale themenabhängig anhand der identifizierten Eigenfrequenz der Abstützungseinheit phasenneutral tiefpassgefiltert werden.

- Der Einbau des LGS führt wiederum zu einer Reduzierung der Eigenfrequenz des Systems. Durch die Geschwindigkeitsmessung des LGS wird der Einfluss der Abstützungseinheit auf die Schlupfberechnung jedoch in hohem Maße kompensiert.
- Wenn die Geschwindigkeitsmessung am Fahrzeugaufbau durchgeführt wird, kann die Radbewegung in Längsrichtung relativ zum Fahrzeugaufbau das Streuverhalten in den Messungen stark beeinflussen. Durch den an der Raddrehachse angebrachten LGS kann eine Optimierung der Streuungsfläche von 30 bis 40 Prozent erreicht werden.
- Durch Fahrbahnunebenheit und ABS-Eingriff kann das System angeregt werden. Die Schwingungen führen zur Vergrößerung der Streuungsfläche.
- Koordinatentransformation spielt für die Form der μ -Schlupf-Kurve eine wichtige Rolle. Durch die Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus ist das Maximum der μ -Schlupf-Kurve um 10 bis 20 Prozent gesunken. Diese Abweichung kann jedoch durch Messung mit dem LGS kompensiert werden.
- Die statische Kompensation der Radmasse zwischen WFS und Fahrbahn reduziert in diesem Fall die Höhe der μ -Schlupf-Kurve um weniger als 10 Prozent. Die dynamische Trägheitskraftkompensation der Radmasse führt jedoch nicht zu einer weiteren Senkung der Streuungsfläche. Die Messdynamik vom WFS für Kraftmessungen ist in diesen Situationen nicht der entscheidende Faktor, um die Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve im Zeitbereich zu beeinflussen. Für eine genauere Messung der Radlast und der Längskraft am Rad unter der Radeigenfrequenz ist es trotzdem notwendig, auf diese Abweichung in den Messungen zu achten.

Darüber hinaus zeigen die Simulationsergebnisse des Rigid-Ring-Modells folgendes auf:

- Mithilfe des parametrisierten Rigid-Ring-Modells wird das dynamische Messverhalten vom WFS durch Simulationen nachgebildet. Die Einflüsse der Messdynamik lässt sich in Simulationen mit fixierter Radmitte und mit dem Viertelfahrzeugmodell qualitativ identifizieren. Fahrbahnunebenheiten und Bremsdruckänderungen können wie in Fahrversuchen zur Vergrößerung der Streuungsfläche führen.
- Die Rotation der Laufläche hat einen großen Einfluss auf die Messergebnisse. Da der lokale Schlupf am Reifenkontaktpunkt nicht gemessen wird, wird die Streuungsfläche der μ -Schlupf-Kurve durch dieses Defizit insbesondere in der Phasenmessung vergrößert. Um das Problem zu lösen, wäre es sinnvoll, weiter in Richtung optische Messmethode zu untersuchen.
- Eine Geschwindigkeitsabhängigkeit in der Hysterese der μ -Schlupf-Kurve und in den Übertragungsfunktionen zwischen den Längskräften und den Schlupfwerten bzw. den Bremsmomenten ist identifiziert, wenn sich der Bremsdruck stufenweise ändert. Das kann durch die Messdynamik allein erklärt werden. Die Sensitivität

des Einflusses der Drehgeschwindigkeitsmessung steigt mit sinkender Geschwindigkeit. Wegen Vereinfachungen in der Fahrwerkmodellierung und der Vernachlässigung der Abstützungseinheit ist der Unterschied zwischen optischen Geschwindigkeitsmessungen am Fahrzeugaufbau und an der Raddrehachse nicht mehr so groß wie in den Fahrversuchen.

- Die Abweichungen in den Übertragungsfunktionen zwischen Kräften, Momenten und Schlupf im Amplitudengang und im Phasengang werden durch das Modell simuliert. Mit Hilfe der Simulationen werden die Grenze der Messtechnik und ihre Erweiterung durch die Kompensationsmethodik identifiziert. Die Charakterisierung und Modellierung des Systems unter Berücksichtigung der Messdynamik vom WFS ist eine Voraussetzung für eine genaue Untersuchung im Bereich Reifendynamik.

9 Fazit und Ausblick

9.1 Fazit

Diese Arbeit behandelt die Lücke zwischen Fahrversuchen und Fahrdynamiksimulationen, die durch die Vernachlässigung der Messdynamik von Raddynamikmesstechnik in dynamischen Situationen entstanden ist. Raddynamikmesstechnik wie WFS, WPS und LGS findet immer mehr Anwendung in Fahrdynamikuntersuchungen sowohl unter Laborbedingungen auf Prüfständen als auch bei Fahrversuchen. Diese werden jedoch häufig nur als ideale Sensoren angenommen, da ein komplexes Forschungsthema und eine beschränkte Projektzeit eine Diskussion der Raddynamikmesstechnik in einem so großen Umfang in der Regel nicht erlauben. Wenn die Messtechnik als ein Teil des gesamten Dynamiksystems berücksichtigt wird, besteht demnach die Notwendigkeit von deren Charakterisierung und Modellierung. Dem Autor sind bisher keine systematischen Untersuchungen des spezifischen Themas bekannt. Die wichtigsten neuen Erkenntnisse dieser Arbeit sind wie folgt zusammengefasst.

Für den WFS wurden zusammen mit den dynamischen Reifenmodellen Messmodelle für die Vertikalrichtung und für das rotierende Rad erstellt. Zwei analytische Punktkontaktmodelle mit linearen Modellierungsansätzen dienen zu Simulationen der Vertikaldynamik, wobei das Rad als Einmassenschwinger und Zweimassenschwinger betrachtet wird. Mithilfe des In-Plane-Rigid-Ring-Modells sind die Starrkörpermoden des Reifengürtels bis ca. 100 Hz und das drehende Rad simuliert. Die Parametrierung der Modelle durch die statischen und dynamischen Messungen anhand der Sensitivitätsanalyse sowie durch die Modalanalyse ist vorgestellt.

Durch Versuche auf Prüfständen und Modellierung des Systems ist das dynamische Messverhalten des WFS in Vertikalrichtung untersucht worden. Damit werden die Grenze des Gültigkeitsbereichs vom WFS sowie das Potenzial der Kompensationsmethode für die Radlastmessung identifiziert. Zudem stellt die indirekte Referenzmessung der Radlast an der Radaufstandsfläche eine hohe Anforderung an die Synchronisation der Messwerte. Dafür ist die Datensynchronisationsmethode anhand der physikalischen Zusammenhänge der Signale im Frequenzbereich entwickelt worden.

Auf dem Vierstempelprüfstand wird der Einfluss der Dämpfereinstellungen auf die Kraftübertragung nochmals bestätigt. Weiterhin zeigen die Versuchsergebnisse mit Hilfe der Radträgerbeschleunigung, dass diese Auswirkungen der Messdynamik durch die Trägheitskraftkompensation in hohem Maße bis ca. 17 Hz kompensiert werden. Darüber hinaus wird impliziert, dass die lokale Frequenzänderung bei der Radeigenfrequenz aufgrund des Hilfsrahmens entstanden ist. Aufgrund der Unsicherheit in den Signalqualitäten der Serienbeschleunigungssensoren und des Bedarfs an einem vertieften Verständnis der Messdynamik vom WFS auch bei rotierendem Rad werden weitere Versuche auf einem

Hydropulser mit fixierter Radmitte und auf einem Flachbandprüfstand mit einer Viertelfahrzeug-Konstruktion durchgeführt.

Auf dem Hydropulser wird das Rad bis 110 Hz angeregt, und die Ergebnisse zeigen, dass das Einmassenschwinger-Modell ab ca. 50 Hz das Messverhalten vom WFS nicht simulieren kann. Die Versuchsergebnisse werden im Frequenzbereich durch das Zweimassenschwinger-Modell jedoch in hohem Maß gut abgebildet. Die Vereinfachung in der Modellierung und die Abweichung durch die indirekte Radlastberechnung werden als Ursache für den restlichen Unterschied angesehen. Mit dem linearen Modellierungsansatz ohne Reibung und ohne die Maxwell-Elemente kann die aus der Literatur bekannte dynamische Steifigkeitsänderung durch Messdynamik des WFS erklärt werden.

Zur Radlastberechnung bei den Versuchen auf einem Flachbandprüfstand mit der eindeutigen Viertelfahrzeug-Konstruktion wird zusätzlich der Einfluss der Spannkraft des Bandes betrachtet, um die Radlastmessung zu realisieren. Mithilfe der Trägheitskraftkompensation durch die Radträgerbeschleunigung wird eine Genauigkeitserhöhung bis ca. 17 Hz in Amplituden mit einer Abweichung von weniger als 5 Prozent und in Phasen mit neutralem Phasengang erreicht. Damit wird die Grenze der Messgültigkeit des WFS um mindestens zwei Oktaven erweitert. Zudem implizieren die Simulationsergebnisse, dass die Eigenschwingung des Reifengürtels für diese Grenze bei hohen Frequenzen nach der Kompensation verantwortlich ist. Nach ca. 17 Hz ist bei der Trägheitskraftkompensationsmethode mit einer Überkompensation der Radlast zu rechnen. Darüber hinaus wird trotz der unbekannten Störungen und der Phaseninstabilität in den Signalen kein eindeutiger Unterschied zwischen Versuchen mit stehendem Rad und mit rotierendem Rad bei 13 km/h identifiziert.

Die Vor- und Nachteile der zwei Nullabgleichmethoden werden analysiert. Darauf basierend werden Optimierungsvorschläge in der Durchführung des Vorgangs gemacht. Zudem wird eine Messprozedur für Messung mit der Raddynamikmesstechnik und die Koordinatentransformation gegeben. Um die Messfehler in der Koordinatentransformation zu untersuchen, sind Messmodelle in Adams/Car erstellt. Die Schwächen der vier Abstützungskonzepten bei der Raddrehwinkelmessung werden in bestimmten Fahrsituationen untersucht. Darüber hinaus werden die Messfehler des WPS bezüglich der Elastizitäten in den Gelenken und den Verbindungsstellen an der Karosserie analysiert und Optimierungsvorschläge gegeben. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass eine Auswertung der Systemgrenze durch Messmodelle für die Bestimmung des Messkonzepts eine große Bedeutung hat.

Versuche mit Raddynamikmesstechnik wie WFS, WPS und LGS zeigen, dass zahlreiche Einflussfaktoren auf die Ermittlung der μ -Schlupf-Kurve und die Übertragungsfunktionen bei der Untersuchung der Längsdynamik bestehen. Wie bei den Prüfstandsversuchen spielt Datensynchronisation hier eine wichtige Rolle. Noch herausfordernder wird es, wenn die Synchronisation der gesamten verwendeten Messtechnik überprüft wird. Durch die Hammerschlagversuche und das Geradeausfahren wird dargestellt, dass die Eigenfrequenz der Abstützungseinheit in Abhängigkeit von Messkonzepten stark variiert. Davon

wird über die Drehgeschwindigkeitsmessung und die Kraftmessung die Streuung der ermittelten μ -Schlupf-Kurve beeinflusst. Vor den Versuchen soll die Steifigkeit der Abstützungseinheit anhand klar definierter Anforderungen überprüft werden. Gegebenenfalls können die Signale anhand der identifizierten Eigenfrequenz phasenneutral tiefpassgefiltert werden. Der an der Raddrehachse angebrachte LGS reduziert zwar die Eigenfrequenz des Systems, der Einfluss kann jedoch durch deren Geschwindigkeitsmessung in hohem Maße kompensiert werden. Darüber hinaus misst der LGS bei den Bremsversuchen die Radbewegung in Längsrichtung relativ zum Fahrzeugaufbau. Aus diesen Gründen wird die Streuungsfläche bei der Messung mit dem LGS im Vergleich mit der Geschwindigkeitsmessung am Aufbau um 30 bis 40 Prozent reduziert. Zudem wird identifiziert, dass Fahrbahnunebenheit und der ABS-Eingriff zwei wichtige Faktoren sind, um das System anzuregen und die Streuungsfläche zu vergrößern. Durch die Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus ist das Maximum der μ -Schlupf-Kurve um 10 bis 20 Prozent gesunken. Mit Hilfe des LGS kann diese Abweichung jedoch kompensiert werden. Bei der Radlastmessung spielt die fehlende Radmasse zwischen WFS und Fahrbahn eine zusätzliche Rolle. Die statische Kompensation der Masse hat einen Einfluss auf die Form der Kurve und reduziert die Höhe der μ -Schlupf-Kurve um weniger als 10 Prozent. Demgegenüber wird keine Senkung der Streuungsfläche durch die dynamische Trägheitskraftkompensation realisiert. Die auf den Prüfstandsversuchen identifizierte Messdynamik vom WFS ist in diesen Situationen nicht der entscheidende Faktor.

Weiterhin werden die Erkenntnisse durch die Simulationen des parametrisierten Rigid-Ring-Modells ergänzt. Die Simulationen mit fixierter Radmitte und mit Viertelfahrzeugmodell beschreiben im Zeit- und Frequenzbereich qualitativ die Einflüsse der Messdynamik, was die in den realen Versuchen schwer identifizierbaren Abweichungen erklärt. Die Abweichung durch die Rotation der Laufläche um die Raddrehachse beeinflusst die Schlupfberechnung insbesondere in Phasenmessung. Damit wird die Streuungsfläche der μ -Schlupf-Kurve im Zeitbereich vergrößert. Darüber hinaus besteht eine Geschwindigkeitsabhängigkeit in der Hysterese der μ -Schlupf-Kurve und in den Übertragungsfunktionen, wenn sich der Bremsdruck stufenweise ändert. Durch die Messdynamik kann die Steigerung der Sensitivität mit sinkender Geschwindigkeit erklärt werden. Schließlich zeigen die Simulationsergebnisse, dass Abweichungen in den Übertragungsfunktionen zwischen Kräften, Momenten und Schlupf bestehen. Die Grenze der Messung bei rotierendem Rad wird nicht nur durch die translatorische Schwingung des Reifengürtels bei der Kraftmessung, sondern auch durch seine Drehung um die Raddrehachse bei der Messung des Moments und der Drehgeschwindigkeit gesetzt. Am Ende weisen die Simulationen auf, welche Auswirkung die entwickelte Kompensationsmethode hat.

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse wird vorgeschlagen, dass eine vollständige Messprozedur die Erfassung der Messwerte, die Koordinatentransformation, die notwendige Fehlerkompensation und die Lieferung der Messergebnisse umfasst. Es ist immer notwendig, vor den Versuchen die Grenze der Messtechnik anhand der erstellten Anforderungen zu überprüfen. Die Modellierung der Raddynamikmesstechnik in den fahrdynamischen Simulationen ermöglicht einen Vergleich zwischen den Versuchen und den Simulationen mit möglichst wenigen Fehlern.

9.2 Ausblick

Nach Abschluss dieser Arbeit ist das dynamische Messverhalten und die Grenze der Raddynamikmesstechnik im Bereich der In-Plane-Dynamik des Reifens in Versuchen auf den Prüfständen und in Fahrversuchen mit linearen Modellierungsansätzen untersucht. Darüber hinaus sind die Koordinatentransformation und die Fehler bei verschiedenen Messkonzepten analysiert. Weiterhin sind die Störungen in den Fahrversuchen und die Grenze der Messung mit rotierendem Rad identifiziert. Die folgenden Aspekte können in den zukünftigen Forschungen weiterverfolgt werden:

- Erweiterung des Forschungsbereiches um die Out-of-Plane-Dynamik des Reifens, um die Messungen der dynamischen Querkraft und des Rückstellmoments zu analysieren. Die Untersuchung des Rad-Shimmy kann von der Optimierung der dynamischen Querkraftmessung stark profitieren.
- Es ist bekannt, dass die Parameter des Modells von der Fahrgeschwindigkeit abhängig sind. Die Kraft- und Momentübertragung können durch Nichtlinearität des Systems sowie Einflüsse wie Fliehkraft und Coriolis-Kraft beeinflusst werden. Hier besteht noch Forschungsbedarf. Die Schwierigkeiten der Untersuchung liegen bei der Referenzmessung. Die Ergebnisse auf dem Flachbandprüfstand haben gezeigt, dass zahlreiche Störungen in der Messung mit rotierendem Rad existieren. Die Herausforderungen an den Prüfstand und an die Messtechnik bei einem rotierenden Rad sind viel höher als bei einem stehenden Rad.
- Die Modellierung der Raddynamikmesstechnik soll nach den erworbenen Erkenntnissen in der Fahrdynamiksimulation integriert werden. Welche Rolle die Modellierung der Raddynamikmesstechnik in der Parametrierung des Simulationsmodells spielt, kann in verschiedenen Anwendungen beleuchtet werden.
- Die Parametrierungsmethodik für die Modellierung der Raddynamikmesstechnik kann noch weiterentwickelt werden. Die Zunahme des Freiheitsgrades kann zwar die Validität des Modells im Frequenzbereich weiter erhöhen, allerdings wird der Aufwand bei der Parametrierung damit auch deutlich steigen. Optimierungsmethode in der Parametrierung der Modelle kann weiterentwickelt werden.
- Die Übertragbarkeit der erworbenen Erkenntnisse soll auf mehreren Prüfständen und Testgeländen mit verschiedenen Versuchsfahrzeugen überprüft werden. Darüber hinaus ist es sinnvoll, durch eine Kontrolle der Eingaben in Fahrversuchen, z. B. mit der Bremsdruckregelung oder dem Lenkroboter, die statistische Nachweisbarkeit der Versuche zu erhöhen.
- Die Charakteristik der Raddynamikmesstechnik sollte in weiteren Fahrsituationen untersucht werden. Optimierungen des Messsystems, wie z. B. die Steifigkeitserhöhung und die Gewichtsreduktion, sollten weiter vorgenommen werden. Die Verbesserungen sollten auch in Fahrversuchen nachgewiesen werden.
- Es besteht Unsicherheit bezüglich der zu messenden Eigenschaften. Deshalb ist weiterhin eine Optimierung der Dokumentation der Umgebungsbedingungen und der Systemeigenschaften, die mit der Zeit variierend sind, für die Validierung der

Fahrdynamiksimulationsmodelle von großer Bedeutung. Eine statistische Auswertung der Änderungen und ihrer Einflüsse gehört auch zu den zukünftigen Aufgaben.

A. Anhang

A.1 Koordinatensysteme

Die Koordinatensysteme, in denen die gemessenen Werte zur weiteren Untersuchungsaufgaben verwendet werden können, werden nach DIN ISO 8855 definiert²⁹⁴. Dazu zählen unter anderem:

Ortsfestes Koordinatensystem (x_E, y_E, z_E)

Rechtwinkliges Rechtssystem, das an den Ort gebunden ist. Der Ursprung ist beliebig und in der Horizontalebene fixiert. Die X_E - und Y_E -Achsen liegen parallel zur Horizontalebene und die Z_E -Achse ist nach oben gerichtet. Die Horizontalebene ist senkrecht zur Richtung der Schwerkraft.

Fahrzeugfestes Koordinatensystem (x_V, y_V, z_V)

Rechtwinkliges Rechtssystem, dessen Ursprung an das Bezugssystem der gefederten Fahrzeugmasse an beliebigen Stellen fixiert ist. Die X_V -Achse befindet sich in der Fahrzeuglängsmittlebene und richtet im Wesentlichen horizontal nach vorne (Fahrzeug in Ruhe). Die Y_V -Achse steht senkrecht zur Fahrzeuglängsmittlebene und zeigt nach links und die Z_V -Achse ist nach oben gerichtet.

Horizontiertes Koordinatensystem (x_H, y_H, z_H)

Rechtwinkliges Rechtssystem, dessen $X_H Y_H$ -Ebene parallel zur Horizontalebene liegt. Die X_H -Achse ist die Projektion der X_V -Achse auf die Horizontalebene und die Z_H -Achse zeigt nach oben.

Reifenfestes Koordinatensystem (x_T, y_T, z_T)

Rechtwinkliges Rechtssystem, dessen Ursprung im Radaufstandspunkt liegt. Die X_T - und Y_T -Achsen liegen parallel zur örtlichen Fahrbahnebene und die Z_T -Achse liegt senkrecht zur Fahrbahnebene. Die X_T -Achse ist die Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrbahnebene und die Z_T -Achse ist nach oben gerichtet.

²⁹⁴ DIN ISO 8855:2013-11: Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten, 2013.

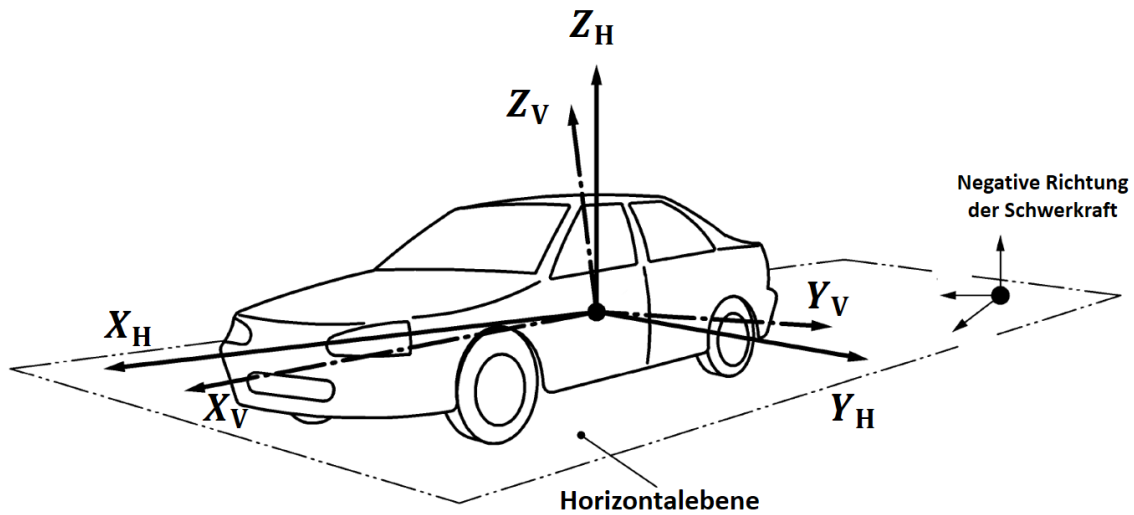


Abbildung 119: Fahrzeugfestes und horizontiertes Achsensystem²⁹⁵

Radfestes Koordinatensystem (x_W, y_W, z_W)

Rechtwinkliges Rechtssystem, dessen Ursprung im Radmittelpunkt liegt. Die X_W - und Z_W -Achsen liegen parallel zur Radmittelebene und die Y_W -Achse liegt parallel zur Raddrehachse. Die X_W -Achse ist parallel zur lokalen Fahrbahnebene und die positive Z_W -Achse zeigt nach oben.

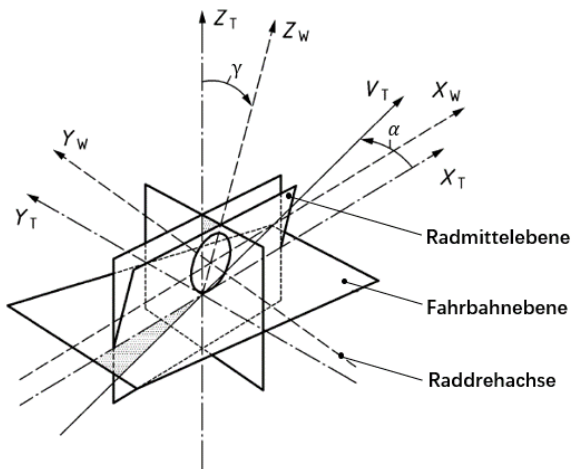


Abbildung 120: Reifenfestes und radfeste Koordinatensysteme²⁹⁶

WFS-Koordinatensystem (x_M, y_M, z_M)

Rechtwinkliges Rechtssystem, dessen $X_M Z_M$ -Ebene parallel zur Radmittelebene liegt. Die X_M -, Y_M - und Z_M -Achse sind jeweils parallel zur X_W -, Y_W - und Z_W -Achse. Der Ursprung liegt auf der Raddrehachse mit einem Abstand zum Radmittelpunkt.

²⁹⁵ nach DIN ISO 8855:2013-11: Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten, 2013, S. 7.

²⁹⁶ nach DIN ISO 8855:2013-11: Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten, 2013, S. 9.

Sensorfestes Koordinatensystem (x_s, y_s, z_s) (Das rotierende WFS-Koordinatensystem)

Ein mit der Nabe drehendes Rechtwinkliges Rechtssystem, dessen Ursprung auf der Raddrehachse mit einem Abstand zum Radmittelpunkt liegt. Die Y_s -Achse ist parallel zur Raddrehachse. Die X_s - und Z_s -Achsen befinden sich auf der Sensorwirkebene und drehen sich um die Y_s -Achse.

In Kapitel 1.2.2 wird erläutert, dass die Sensorplatte als der Kraftaufnehmer funktioniert und die Kräfte und Momente misst. In Abbildung 121 ist ersichtlich, dass die Sensormittelebene mit einem Abstand zur Radmittelebene liegt. In diesem Zusammenhang lassen sich das WFS-Koordinatensystem und das radfeste Koordinatensystem unterscheiden.

Beim Nullabgleich wird das sensorfeste Koordinatensystem auf das WFS-Koordinatensystem zurückgesetzt. Bewegt sich das Rad, dreht das sensorfeste Koordinatensystem mit der Felge mit. Deshalb sollen die gemessenen Kräfte und Momente auf das WFS-Koordinatensystem transformiert werden.

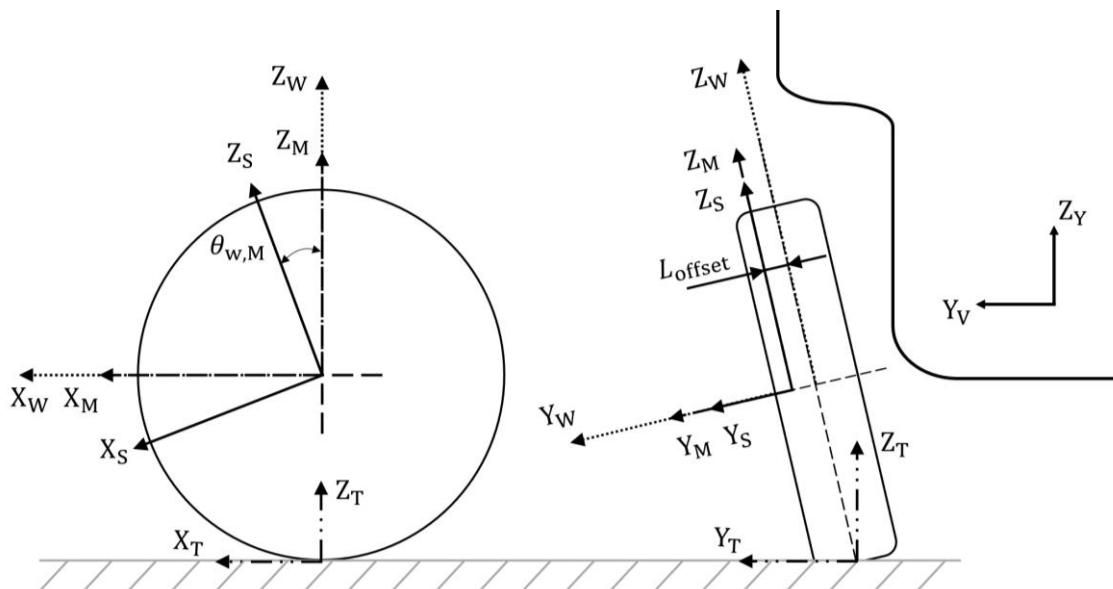


Abbildung 121: WFS-Koordinatensystem und Sensorfeste Koordinatensystem

A.2 Transformation der Koordinatensysteme

Die Transformation der Kräfte und Momente von einem ins andere Koordinatensystem erfolgt mit der Drehmatrizen. Als ein Beispiel wird die Transformation der Vektoren vom ortsfesten Koordinatensystem ins fahrzeugfeste Koordinatensystem erläutert. In Tabelle 9.1 wird die Reihenfolge der Drehungen der Achsen beschrieben.

Tabelle 9.1: Eulersche Drehung

| Reihenfolge | Winkel | Beschreibung |
|----------------|-----------------------|--|
| Erste Drehung | Gierwinkel, ψ | X_E -Achse zu X_H -Achse um die Z_E -Achse |
| Zweite Drehung | Nickwinkel, θ | X_H -Achse zu X_V -Achse um die Y_H -Achse |
| Dritte Drehung | Wankwinkel, φ | Y_H -Achse zu Y_V -Achse um die X_V -Achse |

Die Drehmatrix wird wie unten definiert, dessen Parameter der Gierwinkel, Nickwinkel und Wankwinkel des Fahrzeugaufbaus sind.

$$R(\psi, \theta, \varphi) =$$

$$\begin{pmatrix} \cos(\theta) \cos(\psi) & \cos(\theta) \sin(\psi) & -\sin(\theta) \\ \cos(\varphi) \sin(\theta) \cos(\psi) - \cos(\varphi) \sin(\psi) & \cos(\varphi) \sin(\theta) \sin(\psi) + \cos(\varphi) \cos(\psi) & \sin(\varphi) \cos(\theta) \\ \cos(\varphi) \sin(\theta) \sin(\psi) + \sin(\varphi) \cos(\psi) & \cos(\varphi) \sin(\theta) \cos(\psi) - \sin(\varphi) \sin(\psi) & \sin(\varphi) \sin(\theta) \end{pmatrix} \quad (\text{A.2.1})$$

Die Transformation der anderen Koordinatensysteme zueinander erfolgt stets mit dieser Matrix, wobei die Parameter oben durch entsprechende Winkelinformationen ersetzt werden.

vom sensorfesten ins WFS-Koordinatensystem

$$\begin{cases} F_{X,M} = F_{X,S} \cos(\sigma_w) - F_{Z,S} \sin(\sigma_w) \\ F_{Y,M} = F_{Y,S} \\ F_{Z,M} = F_{Z,S} \cos(\sigma_w) + F_{X,S} \sin(\sigma_w) \end{cases} \quad (\text{A.2.2})$$

$$\begin{cases} M_{X,M} = M_{X,S} \cos(\sigma_w) - M_{Z,S} \sin(\sigma_w) \\ M_{Y,M} = M_{Y,S} \\ M_{Z,M} = M_{Z,S} \cos(\sigma_w) + M_{X,S} \sin(\sigma_w) \end{cases} \quad (\text{A.2.3})$$

vom WFS- ins radfeste Koordinatensystem

$$\begin{cases} F_{X,W} = F_{X,M} \\ F_{Y,W} = F_{Y,M} \\ F_{Z,W} = F_{Z,M} \end{cases} \quad (\text{A.2.4})$$

$$\begin{cases} M_{X,W} = M_{X,M} + F_{Z,M} \times l_{\text{offset}} \\ M_{Y,W} = M_{Y,M} \\ M_{Z,W} = M_{Z,M} - F_{X,M} \times l_{\text{offset}} \end{cases} \quad (\text{A.2.5})$$

vom radfesten ins reifenfeste Koordinatensystem

$$\begin{bmatrix} F_{X,T} \\ F_{Y,T} \\ F_{Z,T} \end{bmatrix} = R_{ZYX}(\gamma_T, 0, 0) \times \begin{bmatrix} F_{X,W} \\ F_{Y,W} \\ F_{Z,W} \end{bmatrix} \quad (\text{A.2.6})$$

$$\begin{bmatrix} M_{X,T} \\ M_{Y,T} \\ M_{Z,T} \end{bmatrix} = R_{ZYX}(\gamma_T, 0, 0) \times \begin{bmatrix} M_{X,W} \\ M_{Y,W} \\ M_{Z,W} \end{bmatrix} \quad (\text{A.2.7})$$

vom radfesten ins fahrzeugfeste Koordinatensystem

$$\begin{bmatrix} F_{X,V} \\ F_{Y,V} \\ F_{Z,V} \end{bmatrix} = R_{ZYX}(A_x, A_y, A_z) \times \begin{bmatrix} F_{X,W} \\ F_{Y,W} \\ F_{Z,W} \end{bmatrix} \quad (\text{A.2.8})$$

$$\begin{bmatrix} M_{X,V} \\ M_{Y,V} \\ M_{Z,V} \end{bmatrix} = R_{ZYX}(A_x, A_y, A_z) \times \begin{bmatrix} M_{X,W} \\ M_{Y,W} \\ M_{Z,W} \end{bmatrix} \quad (\text{A.2.9})$$

vom fahrzeugfesten ins horizontierte Koordinatensystem

$$\begin{bmatrix} F_{X,H} \\ F_{Y,H} \\ F_{Z,H} \end{bmatrix} = R_{ZYX}(\varphi_H, \theta_H, 0) \times \begin{bmatrix} F_{X,V} \\ F_{Y,V} \\ F_{Z,V} \end{bmatrix} \quad (\text{A.2.10})$$

$$\begin{bmatrix} M_{X,H} \\ M_{Y,H} \\ M_{Z,H} \end{bmatrix} = R_{ZYX}(\varphi_H, \theta_H, 0) \times \begin{bmatrix} M_{X,V} \\ M_{Y,V} \\ M_{Z,V} \end{bmatrix} \quad (\text{A.2.11})$$

B. Spezifikationen

Tabelle 9.2: Spezifikationen von vier WPS^{297,298,299}

| | | WPS-A | WPS-B | RV-4 | WheelWatch |
|---|---------------|--------------------------------|----------------|--------------------------|-------------------------|
| Gewicht an einem Rad in kg ³⁰⁰ | | ca.6 (1,22) | ca.5 (1,22) | ca. 12 (2,5) | unbekannt ($<0,5$) |
| max. Länge zw. Gelenken in mm | | 450 | 350 | 588 | - |
| Messbereich in mm ³⁰¹ | X-Achse | ± 150 | | ± 150 | 1000 |
| | Y-Achse | ± 100 | | ± 150 | 1000 |
| | Z-Achse | ± 180 | | ± 200 ³⁰² | 500 |
| Messbereich in Grad | Sturz | ± 30 | | ± 10 | ± 45 |
| | Radlenkwinkel | ± 180 | | ± 45 | ± 45 |
| Auflösung/ Genauigkeit in mm | X-Achse | 0,024/- | | 0,005/ ± 1 | $\pm 0,1$ |
| | Y-Achse | 0,024/- | | 0,005/ $\pm 0,7$ | $\pm 0,1$ |
| | Z-Achse | 0,01/- | | 0,005/ ± 1 | $\pm 0,1$ |
| Auflösung/ Genauigkeit in Grad | Sturz | 0,0027/- | | 0,002/ $\pm 0,2$ | 0,015 |
| | Radlenkwinkel | 0,0027/- | | 0,002/ $\pm 0,1$ | 0,015 |
| Abtastrate in Hz | | 5~1000 | | bis 125 | bis 400 |
| Signalausgänge | analog in V | ± 10 | | ja | ja |
| | digital | 16 Bit | | 16 Bit | TCP/IP |
| CAN-Bus | | 2.0B | | 2.0B | - |
| Datenformat | | float/intel | | motorola/intel | - |
| Versorgungsspannung in V | | AC 100~240 DC 12 $\pm 10\%$ | | DC 10~28 | AC 90~240 DC 12 |
| Leistung bei 12 V in W | | ca. 15 | | 8 | - |
| Schutzart | Sensor | IP65 | | IP67 | - |
| | Elektronik | - | | IP30 | - |
| Einstellbarer Filter | | ja | | ja | - |
| Exzentrizitätskompensation | | ja | | unbekannt | unbekannt |

²⁹⁷ A&D Company, Ltd.: Wheel Position Sensor Instruction Manual, 2016.²⁹⁸ Kistler Group: RV-4 Sensoren Datenblatt, 2015.²⁹⁹ AICON 3D Systems: MoveInspect Technology - WheelWatch, Zugriff am 29.09.2015.³⁰⁰ In den Klammern: Bewegte Masse am Rad.³⁰¹ Abhängig von Montage und Verkabelung.³⁰² wird der gesamte Messbereich der Z-Achse (± 200) genutzt, sind die maximalen Messbereiche der X- und Y-Achse eingeschränkt

Tabelle 9.3: Technische Daten des Hydropulsers

| | |
|----------------|------------------|
| Hersteller | Schenk |
| Steuereinheit | Schenk S59 |
| Einsatzbereich | Komponententests |
| Leistung | 60 kW |
| max. Kraft | 25 kN |
| max. Frequenz | 400 Hz |
| max. Druck | 280 bar |

Tabelle 9.4: Technische Daten des Versuchsfahrzeugs (B)³⁰³

| | |
|--------------------|--|
| Hersteller und Typ | VW Golf 7 |
| Motordaten | Hubraum: 1197 ccm |
| | Maximale Motorleistung: 81 kW (110 PS) @ 4600-5600 U/min |
| | Maximales Motormoment: 175 Nm @ 1400-4000 U/min |
| | 4-Zylinder-Ottomotor |
| Antriebsstrang | 6-Gang Handschaltgetriebe Frontantrieb |
| Achsen | Vorne: McPherson-Federbein, Stabilisator |
| | Hinter: Verbundlenkerachse |
| Reifen | 205/55 R16 |
| Felge | 6,5Jx16 ET50 |
| Bremsen | vorne Einkolben-Faustsattel-Scheibenbremse, belüftet |
| | hinten Einkolben-Faustsattel-Scheibenbremse, unbelüftet |

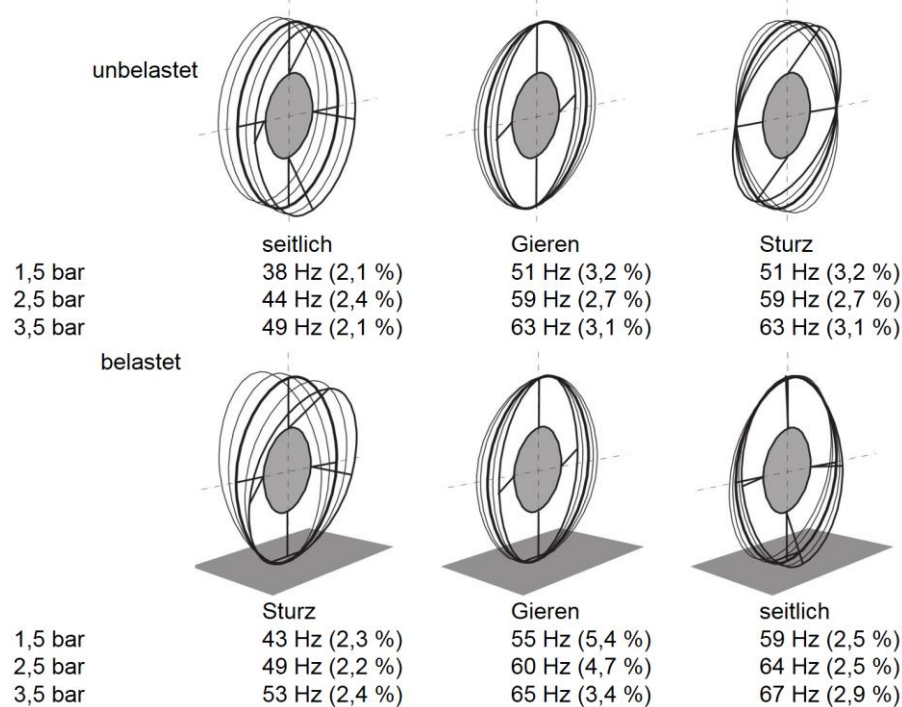
³⁰³ Die Informationen stammen von dem Fahrzeughändler und eigenen Messungen.

C. Versuchsergebnisse

C.1 Modalanalyse

Tabelle 9.5: Die experimentellen Ergebnisse der Modalanalyse bei drei Reifendrücken, In-Plane

| Modus | 1,5 bar | | 2,5 bar | | 3,5 bar | |
|----------|---------------------|------------------|---------------------|------------------|---------------------|------------------|
| | Eigenfreq. in Hz | Dämpfung in % | Eigenfreq. in Hz | Dämpfung in % | Eigenfreq. in Hz | Dämpfung in % |
| Torsion | 69,2 | 7,43 | 75,3 | 6,657 | 77,6 | 5,49 |
| In-Plane | 1 | 77,5 | 5,26 | 85,9 | 3,954 | 90,1 |
| | 2 | 118 | 3,21 | 111 | 4,446 | 121 |
| | 3 | 141 | 2,76 | 139 | 3,380 | 151 |
| | 4 | 169 | 3,07 | 168 | 2,179 | 185 |
| | 5 | 198 | 2,95 | 201 | 2,497 | 223 |
| | 6 | 226 | 2,40 | 235 | 2,030 | 261 |

Abbildung 122: Out-of-Plane-Modi des Reifens³⁰⁴³⁰⁴ nach Siramdasu, Y.: Discrete Tire Model Application for Vehicle Dynamics Performance, 2015, S. 19ff.

C.2 Vierstempelprüfstand

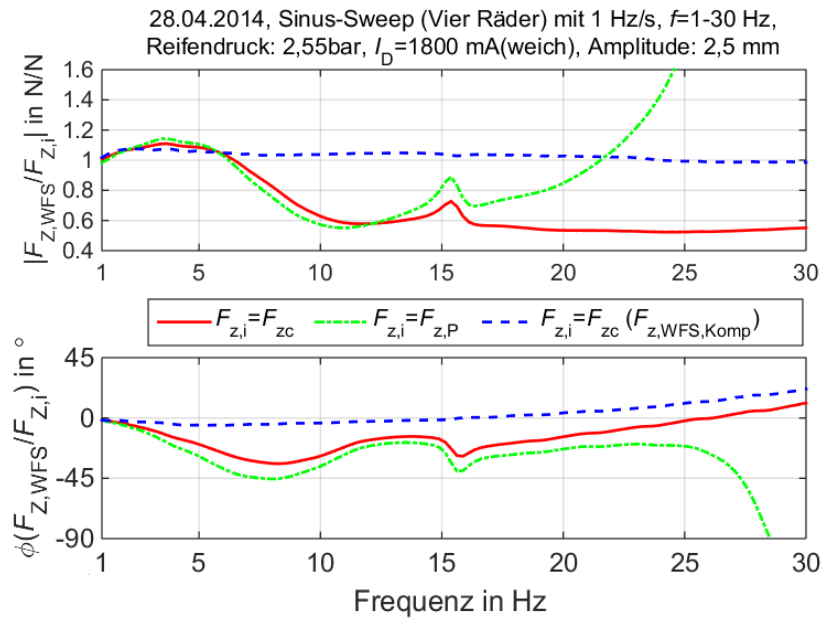


Abbildung 123: Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften am linken Hinterrad, weiche Dämpfung, Sinus-Sweep-Anregung an vier Rädern

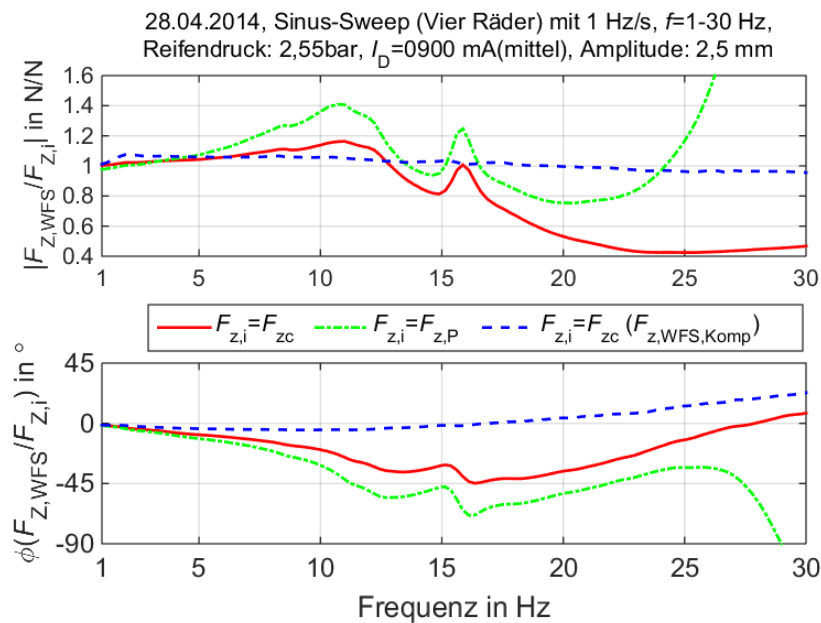


Abbildung 124: Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften am linken Hinterrad, mittlere Dämpfung, Sinus-Sweep-Anregung an vier Rädern

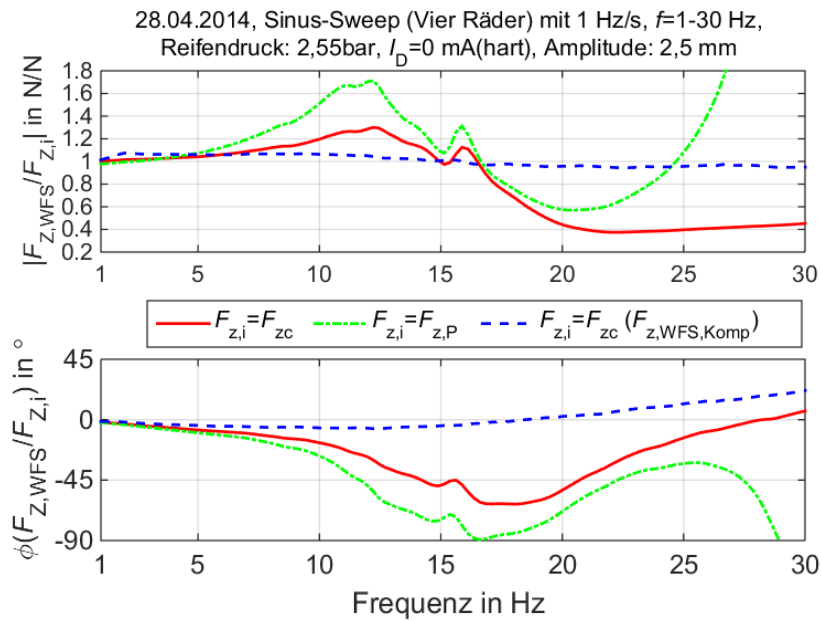


Abbildung 125: Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften am linken Hinterrad, harte Dämpfung, Sinus-Sweep-Anregung an vier Rädern

C.3 Hydropulser

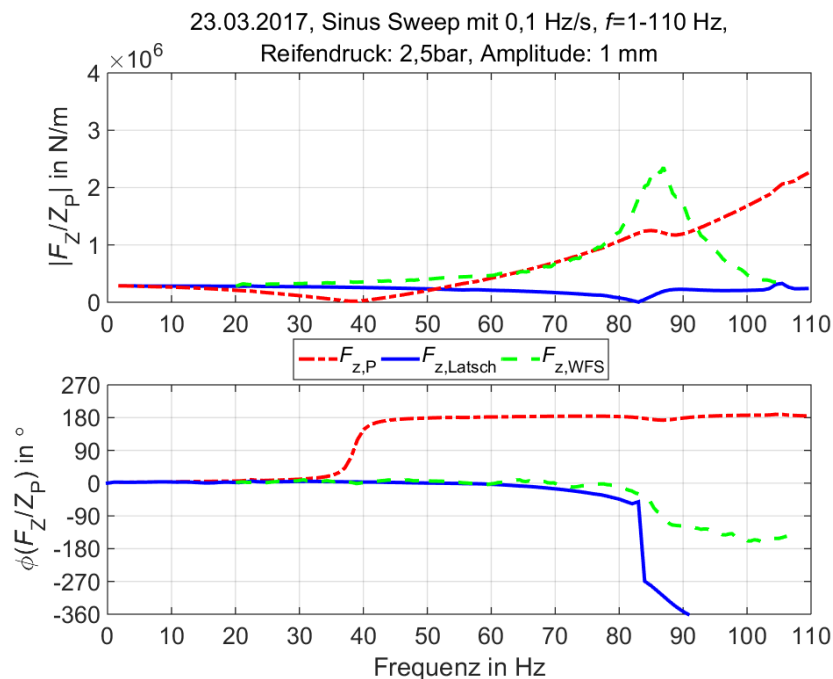


Abbildung 126: Übertragungsfunktionen zwischen Kräften und der simulierten Fahrbahnanregung auf dem Hydropulser, 2,5 bar

C.4 Flachbandprüfstand

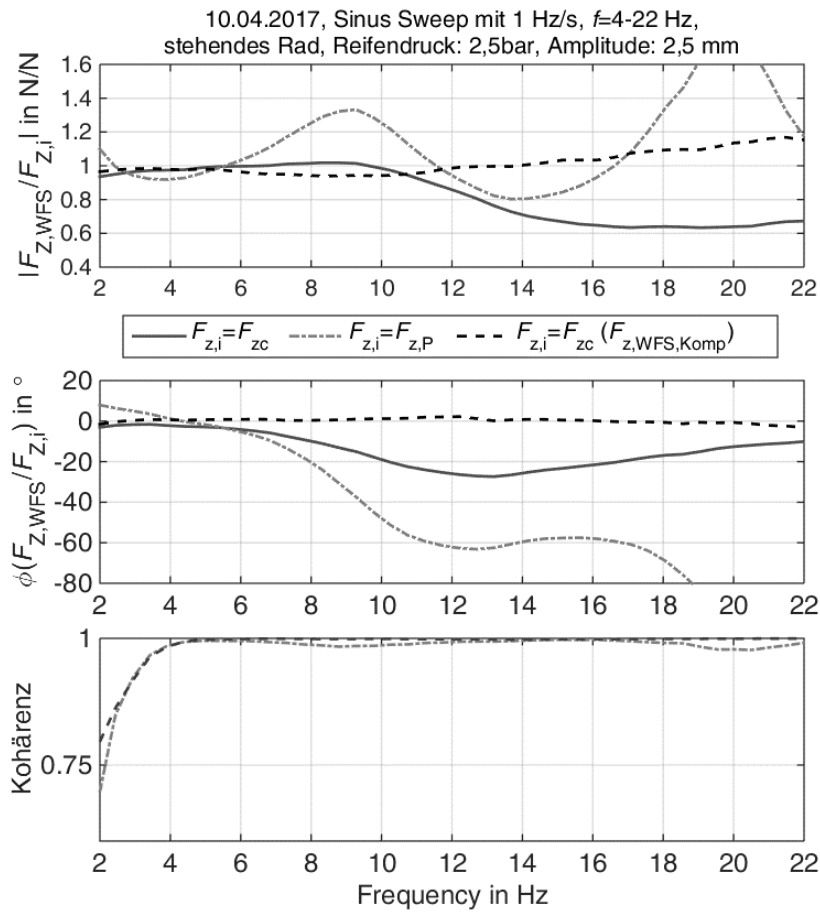


Abbildung 127: Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften in z -Richtung auf dem Flachbandprüfstand mit stehendem Rad, 2,5 bar

C.5 Bremsversuche

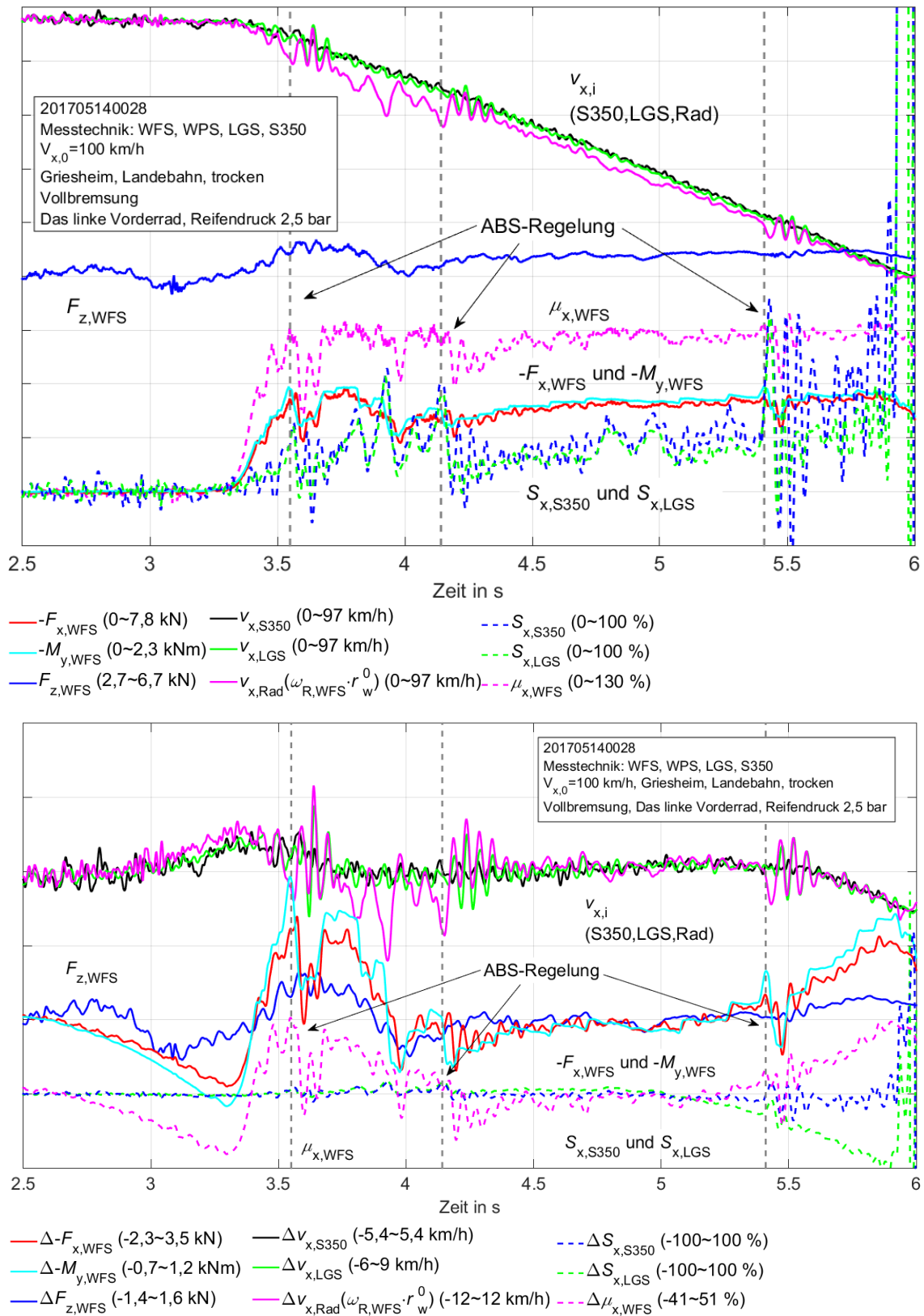


Abbildung 128: Signalverläufe, Vollbremsung; oben: im Zeitbereich, unten: nach der Subtraktion der tiefen Frequenzanteile, im Zeitbereich ab 0,4 Hz

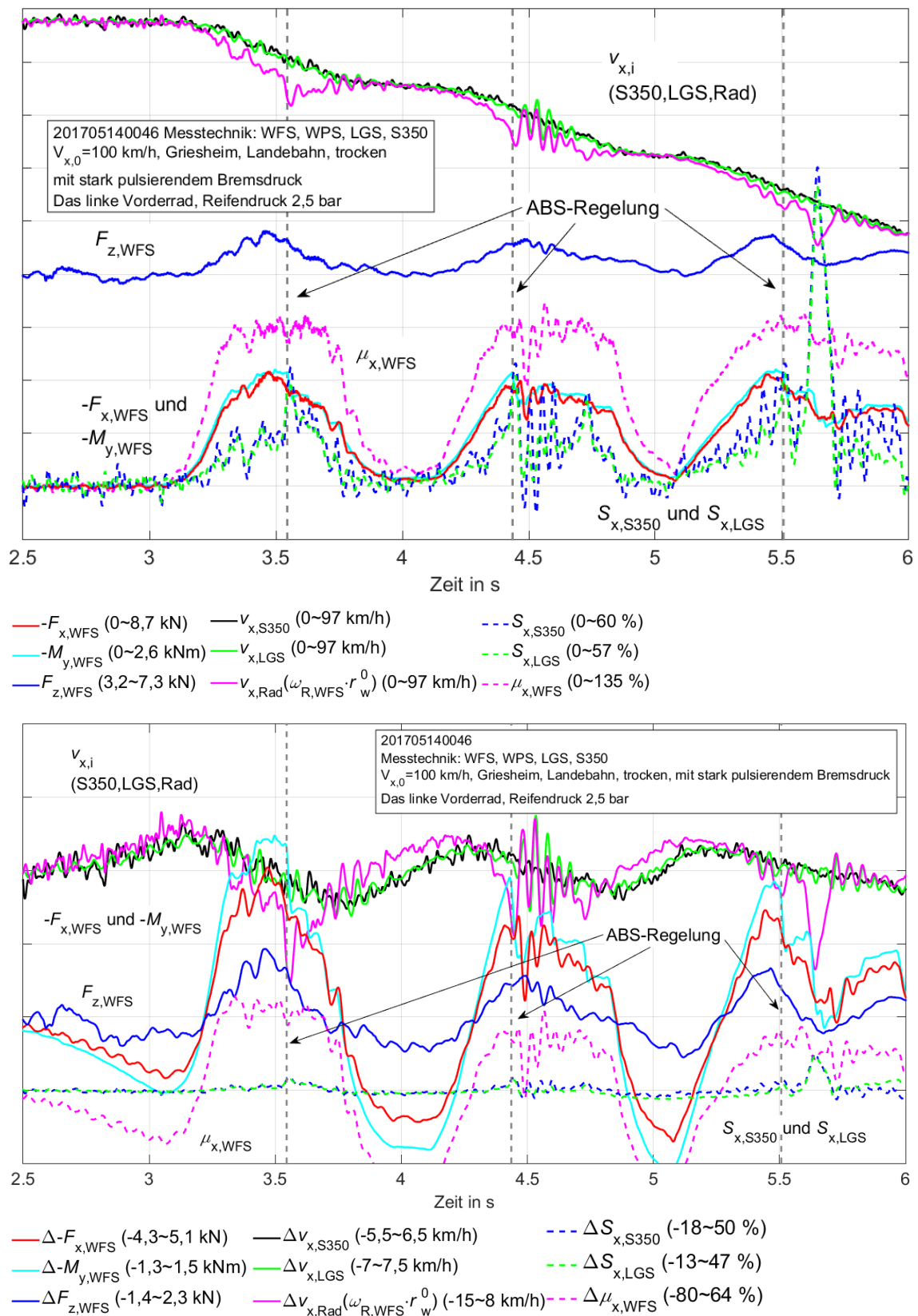


Abbildung 129: Signalverläufe, mit stark pulsierendem Bremsdruck; oben: im Zeitbereich, unten: nach der Subtraktion der tiefen Frequenzanteile, im Zeitbereich ab 0,4 Hz

Literaturverzeichnis

A&D Company, Ltd.: Wheel Force Sensor datasheet. 2011.

A&D Company, Ltd.: Wheel Force Sensor Instruction Manual. 2016.

A&D Company, Ltd.: Wheel Position Sensor Instruction Manual. 2016.

A&D Company, Ltd.: Wheel Force Sensor (WFS).

<http://www.aanddtech.com/WFS.html>, Zugriff am 22.04.2017.

A&D Europe GmbH: Flat Belt Test Rig (FBTR). <http://www.aanddeurope.com/index.php/products/tiretestingrigs/23-tiretestingrigs/43-fbtr>, Zugriff am 11.03.2016.

A&D Europe GmbH: AD7852 (Wheel Position Sensor). <https://www.aandd.jp/products/dsp/wps.html>, Zugriff am 11.03.2016.

A&D Europe GmbH: AD7863 (Laser Ground Sensor). <https://www.aandd.jp/products/dsp/lgs.html>, Zugriff am 11.03.2016.

A&D Europe GmbH: FMS (Force Matrix Sensor). <https://www.aandd.jp/products/dsp/fms.html>, Zugriff am 11.03.2016.

A&D Europe GmbH: PFS (Plate Force Sensor). <https://www.aandd.jp/products/dsp/pfs.html>, Zugriff am 11.03.2016.

A&D Europe GmbH: Vehicle Measurement System. <http://www.aanddeurope.com/index.php/products/vms>, Zugriff am 11.03.2016.

A&D Europe GmbH: VMS (Vehicle Measurement System).

<https://www.aandd.jp/products/dsp/vms.html>, Zugriff am 11.03.2016.

A&D Europe GmbH: Wheel Force Sensor. <https://www.aandd.jp/products/dsp/wfs.html>, Zugriff am 11.03.2016.

Ahlawat, R.; Bredenbeck, J.; Ichige, T.: Estimation of Road Load Parameters via On-road Vehicle Testing. In: Tire Technology Expo 2013. Köln, February 05.-07., 2013.

AICON 3D Systems: MoveInspect Technology - WheelWatch.

<http://aicon3d.com/products/moveinspect-technology/wheelwatch/technical-details.html>, Zugriff am 29.09.2015.

Ammann, M.; Ketelhut, F.; Sailer, F.: Messrad-Telemetrie mit synchroner drahtloser Übertragung. In: Automobiltechnische Zeitschrift, 113 (2011). Nr. 5, S. 28–32.

Anderson, M.; Harty, D.: Unsprung Mass with In-Wheel Motors-Myths and Realities. in: AVEC 10, 2010, S. 261–266.

Anghelache, G.; Moisescu, R.; Sorohan, Ș.; Buretea, D.: Measuring System for Investigation of tri-axial Stress Distribution across the Tyre–Road Contact Patch. In: Measurement, 44 (2011). Nr. 3, S. 559–568.

Bachmann, T.: Wechselwirkungen im Prozess der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998. ISBN: 9783183360123.

Badalamenti, J. M.; Doyle, G. R.: Radial-Interradial Spring Tire Models. In: Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 110 (1988). Nr. 1, S. 70–75.

Baecker, M.; Gallrein, A.; Heim, R.: Exploring New Fields of Virtual Load Prediction by Accurate Tire Simulation for Large Deformations and Flexible Rim Support. In: Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 42 (2011). Nr. 10, S. 909–920.

Baffet, G.; Charara, A.; Lechner, D.: Estimation of Vehicle Sideslip, Tire Force and Wheel Cornering Stiffness. In: Control Engineering Practice, 17 (2009). Nr. 11, S. 1255–1264.

Baffet, G.; Charara, A.; Lechner, D.; Thomas, D.: Experimental Evaluation of Observers for Tire–Road Forces, Sideslip Angle and Wheel Cornering Stiffness. In: Vehicle System Dynamics, 46 (2008). Nr. 6, S. 501–520.

Benz, R.: Fahrzeugsimulation zur Zuverlässigkeitsabsicherung Fahrzeugsimulation zur Zuverlässigkeitsabsicherung von karosseriefesten Kfz-Komponenten. Karlsruhe: Universitätsverlag Karlsruhe, 2008. ISBN: 9783866441972.

Bergman, W.; Beauregard, C.: Transient Tire Properties. in: SAE Technical Paper 740068, 1974, S. 1–15.

Berkovic, G.; Shafir, E.: Optical Methods for Distance and Displacement Measurements. In: Advances in Optics and Photonics, 4 (2012). Nr. 4, S. 441–471.

Beste, A.; Vogler, J.; Hailer, F.; Muller, M.; Aicher, W.: Force Measuring Wheel for Vehicles. Offenlegungsschrift 5827956, 1998.

Bode, O.: Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf realer Fahrbahn. in: FAT-Schriftenreihe 285, 2016.

Bode, O.; Bode, M.: Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen. in: FAT-Schriftenreihe 255, 2013.

Breuer, B.: Bremsenhandbuch. 4. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-8348-1796-9.

CAEMAX Technologie GmbH: 6-Component Wheel Force Transducer WFT-Cx. 2017.

CAEMAX Technologie GmbH: WFT-Cx-6-Komponenten-Messräder. 2017.

- Cebon, D.:** Interaction Between Heavy Vehicles and Roads. in: SAE Technical Paper 930001, 1993.
- Chatterjee, A.; Cusumano, J. P.; Zolock, J. D.:** On Contact-Induced Standing Waves in Rotating Tires. In: Journal of Sound and Vibration, 227 (1999). Nr. 5, S. 1049–1081.
- Chittilla, K.; Yeola, Y.; Tiwari, A.; Rajamanickam, R.:** Effect of Excitation Methods on Experimental Modal Analysis of Passenger Car Tire. in: SAE Technical Paper 2013-01-2854, 2013.
- Claus, S.:** Methode zur Potenzialbewertung zukünftiger semiaktiver Fahrwerkregelungen auf Basis dreidimensionaler Fahrbahndaten. Diplomarbeit, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2011.
- Dijks, A.:** Rolling Resistance Measurements with a Piezo-Electric Measuring System. In: International Congress and Exposition. Cobo Hall, Detroit, Michigan, February 23.-27., 1981.
- DIN ISO 60529:2014-09:** Schutzarten durch Gehäuse (IP-Code). Deutsches Institut für Normung, 2014.
- DIN ISO 8855:2013-11:** Straßenfahrzeuge–Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe. Deutsches Institut für Normung, 2013.
- Doumiati, M.; Victorino, A. C.; Charara, A.; Lechner, D.:** Onboard Real-Time Estimation of Vehicle Lateral Tire–Road Forces and Sideslip Angle. In: IEEE/ASME Trans. Mechatron, 16 (2011). Nr. 4, S. 601–614.
- Drach, T. J.; Holloway, D. C.; Mohanty, B.:** Development of a Mobile Tire Test Fixture and Lateral Force Variations Due to Large Camber Angles. in: SAE Technical Paper 910019, 1991.
- Dugoff, H.; Brown, B. J.:** Measurement of Tire Shear Forces. in: SAE Technical Paper 700092, 1970.
- Eichler, M.:** A Ride Comfort Tyre Model for Vibration Analysis in Full Vehicle Simulations. In: Vehicle System Dynamics, 27 (2007). Nr. 1, S. 109–122.
- Evers, W.; Reichel, J.; Eisenkolb, R.:** Radkraft-Dynamometer (RWD/FWD) als Entwicklungswerkzeug für Felge und Radaufhängung. In: rad.tech. München, June 13.-14., 2002.
- Feng, L.; Lin, G.; Zhang, W.; Pang, H.; Wang, T.:** Design and optimization of a self-decoupled six-axis wheel force transducer for a heavy truck. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 229 (2015). Nr. 12, S. 1585–1610.
- Fernandes, C. G.; Del R. Duarte, M.:** A Semi-analytical Approach for Vehicle Ride Simulation. in: SAE Technical Paper 2008-36-0048, 2008.

- Ferrara, A.; Vecchio, C.:** Low Vibration Vehicle Traction Control to Solve Fastest Acceleration/Deceleration Problems Via Second Order Sliding Modes. In: American Control Conference. New York City, July 11.-13., 2007.
- Fink, F.; Koners, G.:** Prediction of Wheel Forces and Moments and Their Influence to the Interior Noise. in: SAE Technical Paper 2016-01-1834, 2016.
- Fu, W.; Liu, L.; Shu, J.; Wang, D.; Xu, L.:** Dynamic Simulation Analysis of Pothole Event Based on vRLDA. in: SAE Technical Paper 2016-01-0451, 2016.
- Gallrein, A.; Cuyper, J. D.; Dehandschutter, W.; Bäcker, M.:** Parameter Identification for LMS CDTire. In: Vehicle System Dynamics, 43 (2005). Nr. sup1, S. 444–456.
- Gao, Y.; Feng, Z.; Fang, J.; Wang, S.:** Research on the Fatigue Durability Performance of a SUV Rear Axle. in: SAE Technical Paper 2016-01-0376, 2016.
- GeneSys Elektronik GmbH:** Bedienungsanleitung ADMA. 2009.
- Ginn, J. L.; Marlowe, R. L.:** Road Contact Forces of Truck Tires as Measured in the Laboratory. in: SAE Technical Paper 670493, 1967.
- Gipser, M.:** FTire – the Tire Simulation Model for all Applications related to Vehicle Dynamics. In: Vehicle System Dynamics, 45 (2007). Nr. sup1, S. 139–151.
- Gnadler, R.; Unrau, H. J.; Fischlein, H.; Frey, M.:** Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen. in: FAT-Schriftenreihe 119, 1995.
- Gobbi, M.; Botero, J. C.; Mastinu, G.:** Improving the Active Safety of Road Vehicles by Sensing Forces and Moments at the Wheels. In: Vehicle System Dynamics, 46 (2008). Nr. sup1, S. 957–968.
- Gobbi, M.; Guarneri, P.; Mastinu, G.; Rocca, G.; Castignani, L.:** A Method for Vibration and Harshness Analysis Based on Indoor Testing of Automotive Suspension Systems. in: SAE Technical Paper 2010-01-0639, 2010.
- Gobbi, M.; Mastinu, G.:** Wheels with Integrated Sensors for Measuring Tyre Forces and Moments. in: AVEC '04, 2004.
- Gobbi, M.; Mastinu, G.; Previati, G.; Pennati, M.:** 6-Axis Measuring Wheels for Trucks or Heavy Vehicles. In: SAE Int. J. Commer. Veh., 7 (2014). Nr. 1, S. 141–149.
- Göbel, M.:** Potenzial der Radkraftmessung für fahrdynamische Regelsysteme. Aachen: Shaker, 2009. ISBN: 978-3-8322-7968-4.
- Gong, S.:** A Study of In-plane Dynamics of Tires. Dissertation, Delft University of Technology, Delft, 1993. ISBN: 90-370-0092-4.
- Guo, K.; Liu, Q.:** A Model of Tire Enveloping Properties and its Application on Modeling of Automobile Vibration Systems. In: SAE 1998 International Congress and Exposition. Detroit, Michigan, February 23.-26., 1998.

Hackl, A.; Hirschberg, W.; Lex, C.; Rill, G.: Experimental Validation of a Non-linear First-Order Tyre Dynamics Approach. In: 24th Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. Graz, Österreich, August 17.-21., 2015.

Haga, H.: Evaluation Method for Road Load Simulation Using a Tire Model and an Applied Example. In: SAE 2006 World Congress. Detroit, Michigan, April 03.-06., 2006.

Haken, K. L.: Konzeption und Anwendung eines Messfahrzeugs zur Ermittlung von Reifenkennfeldern auf öffentlichen Straßen. Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 1993. ISBN: 3924860157.

Hammel, F.: Experimentelle Fehleruntersuchung von Wheel Force Sensor, Wheel Position Sensor und Laser Ground Sensor. Bachelorarbeit, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2016.

Haus, J.; Lauinger, N.: Optische Gitter: Die Abbildung der Realität. In: Laser Technik Journal, 4 (2007). Nr. 2, S. 43–47.

Heißing, B.; Ersoy, M.; Gies, S.: Fahrwerkhandbuch. 4. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-658-01992-1.

Herrmann, M.; Barz, D.; Evers, W.; Barber, J.: An Evaluation of the Mechanical Properties of Wheel Force Sensors and their Impact on to the Data Collected During Different Driving Manoeuvres. In: 2005 SAE World Congress. Detroit, Michigan, April 11.-14., 2005.

Herrmann, M.; Temkin, M.; Black, L.; Bammel, P.; Barz, D.: The Mechanical Properties of Wheel Force Sensors and their Impact on to the Data Collected - A Detailed Consideration of Specific Tests. In: SAE 2006 World Congress. Detroit, Michigan, April 03.-06., 2006.

Höpping, K.; Augsburg, K.; Hutengs, K.; Dherbomez, G.; Wang, B.; Victorino, A.; Charara, A.: Analysis of the Effect of Tire Inflation Pressure on Tire Road Interaction during Braking. In: 24th Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics. Austria, August 17.-21., 2015. S.739-748.

Huber, B.; Drews, R.: How to Use Objective Measurement Data for Vehicle Dynamics Testing. in: SAE Technical Paper Series, 2009.

ISO 28580:2009: Passenger Car, Truck and Bus Tyres – Methods of Measuring Rolling Resistance - Single Point Test and Correlation of Measuring Results. International Organization for Standardization, 2009.

Jeong, C. H.; Kim, J. Y.; Jung, D. H.: Research on Vehicle Stability Technology based on Wheel Force. In: International Journal of Automotive Technology, 16 (2015). Nr. 3, S. 435–445.

- Jin, Y.:** Untersuchung des Einflusses von Messgeräten am Rad auf die fahrdynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs. Masterarbeit, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2016.
- Kao, B. G.; Perumalswami, P. R.; Dhir, A. K.:** A Hybrid Road Loads Prediction Method with Full Vehicle Dynamic Simulation. in: SAE Technical Paper 971513, 1997.
- Kawabe, T.; Nakazawa, M.; Notsu, I.; Watanabe, Y.:** A Sliding Mode Controller for Wheel Slip Ratio Control System. In: Vehicle System Dynamics, 27 (1997). Nr. 5-6, S. 393–408.
- Kazemi, R.; Zaviyeh, K. J.:** Development of a New ABS for Passenger Cars using Dynamic Surface Control Method. In: Proceedings of the American Control Conference. Arlington, VA, June 25.-27., 2011.
- Kilner, J.:** Pneumatic Tire Model for Aircraft Simulation. In: Journal of Aircraft, 19 (1982). Nr. 10, S. 851–857.
- Kisilowski, J.; Lozia, Z.:** Modelling and Simulating the Braking Process of Automotive Vehicle on Uneven Surface. In: Vehicle System Dynamics, 15 (1986). Nr. sup1, S. 250–263.
- Kistler Group:** Measuring Systems for Vehicle Development. 2007.
- Kistler Group:** Betriebsanleitung Correxit® S-350. 2012.
- Kistler Group:** Betriebsanleitung, RoaDyn® P625, RoaDyn® P650. 2012.
- Kistler Group:** RV-4 Sensoren. 2015.
- Kistler Group:** Calibration. 2017.
- Koners, G.; Lehmann, R.:** Investigation of Tire-Road Noise with Respect to Road Induced Wheel Forces and Radiated Airborne Noise. In: SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 7 (2014). Nr. 3, S. 1194–1197.
- Krantz, W.; Neubeck, J.; Wiedemann, J.:** Estimation of Side Slip Angle Using Measured Tire Forces. in: SAE Technical Paper 2002-01-0969, 2002.
- Kuchler, M.; Meier, H.; Nohl, F.; Ferrufino-Camacho, D. A.:** Wheel Force Measuring Hub Assembly. Offenlegungsschrift 5894094, 1999.
- Leblanc, P. A.; Woodrooffe, J. H. F.; Papagiannakis, A. T.:** A Comparison of the Accuracy of Two Types of Instrumentation for Measuring Vertical Wheel Load. in: Heavy vehicles and roads, 1992, S. 86–94.
- Lee, U.:** On Furthering the Understanding of Vehicle Rollover through State-Of-the-Art Test and Simulation. In: International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. Hong Kong, China, January 16.-17., 2013.

- Leister, G.:** Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung. 1. Auflage, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009. ISBN: 978-3-8348-0671-0.
- Leue, K.:** Der Reifen - Komfort. Karlsruhe: Michelin Reifenwerke KGaA, 2005. ISBN: 2-06-711657-6.
- Leue, K.:** Der Reifen - Rollwiderstand und Kraftstoffersparnis. Karlsruhe: Michelin Reifenwerke KGaA, 2005. ISBN: 2-06-711658-4.
- Li, Y.:** Fehleruntersuchung und Modellierung von WFS, WPS und LGS in Fahrdynamikversuch. Masterarbeit, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2017.
- Lin, G.; Zhang, W.; Yang, F.; Pang, H.; Wang, D.:** An Initial Value Calibration Method for the Wheel Force Transducer based on Memetic Optimization Framework. In: Mathematical Problems in Engineering, 2013. Nr. 4, S. 1–10.
- Lippmann, S. A.:** New Equipment for Exploring the Dynamic Behavior of Tires. In: Automotive Engineering Congress. Detroit, Michigan, January 13.-17., 1964.
- Liu, G.; Zhang, W.; Li, Z.:** Research on Static Decoupling for Multi-dimensional Wheel Force Transducer. In: Instrument Technique & Sensor, 2006. Nr. 7, S. 15–18.
- Lloyd, S. E.:** Development of a Flat Surface Tire Rolling Resistance Facility. in: SAE Technical Paper 780635, 1978.
- Long, J. D.; Orme, R. W.:** Wheel Force Measurement with Axle-Mounted Gages. in: SAE Technical Paper 710405, 1970.
- Lugaro, C.; Schmeitz, A.; Ogawa, T.; Murakami, T.; Huisman, S.:** Development of a Parameter Identification Method for MF-Tyre/MF-Swift Applied to Parking and Low Speed Manoeuvres. in: SAE Technical Paper 2016-01-1645, 2016.
- Lysdale, C. A.; Hegmon, R. R.:** Development of a Truck Wheel Force Transducer. In: Congress and Exposition. Cobo Hall, Detroit, February 25.-29., 1980.
- Maia, N.; Silva, J.:** Theoretical and Experimental Modal Analysis. Baldock: Research Studies Press, 1997. ISBN: 9780863802089.
- Meyer, M.:** Signalverarbeitung. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2011. ISBN: 978-3-8348-0897-4.
- Meyer, R. A.; Sharp, M. C.:** Optimizing Load Transducer Design Using Computer-Based Analytical Tools. in: SAE Technical Paper 2001-01-0787, 2001.
- Mitschke, M.; Wallentowitz, H.:** Dynamik der Kraftfahrzeuge. 5. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. ISBN: 978-3-658-05068-9.
- MTS Systems Corporation:** Spinning Wheel Integrated Force Transducer (SWIFT). 2009.

- Namuduri, C. S.; Golden, M. A.; Praeckel, J.:** Concurrent Research and Development of a Magnetic Ride Control System. In: 29th Annual Conference of the IEEE. Roanoke, VA, USA, November 02.-06., 2003. S.2853–2858.
- Niemz, T.:** Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2007. ISBN: 978-3-18-364012-6.
- Nordström, O.:** The VTI Flat Bed Tyre Test Facility. In: International Truck and Bus Meeting and Exposition. Detroit, Michigan, November 01.-04., 1993.
- Oertel, C.:** 75 years Tyre Modelling for Vehicle Dynamics Analysis. In: 4th International Tyre Colloquium. Guildford, United Kingdom, April 20.-21., 2015. S.1-10.
- Oldengarm, J.; van Krieken, A. H.; Raterink, H. J.:** Laser Doppler Velocimeter with Optical Frequency Shifting. In: Optics & Laser Technology, 5 (1973). Nr. 6, S. 249–252.
- Pacejka, H. B.:** Tyre and Vehicle Dynamics. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006. ISBN: 0-7506-6918-7.
- Pacejka, H. B.; Bakker, E.:** The Magic Formula Tyre Model. In: Vehicle System Dynamics, 21 (1992). Nr. sup1, S. 1–18.
- Peckelsen, U.; Gauterin, F.:** Einfluss realer Betriebsbedingungen auf den Radwiderstand. In: Automobiltechnische Zeitschrift, 115 (2013). Nr. 11, S. 916–921.
- Pottinger, M. G.; McIntyre, J. E.; Kempainen, A. J.; Pelz, W.:** Truck Tire Force and Moment in Cornering-Braking-Driving on Ice, Snow, and Dry Surfaces. in: SAE Technical Paper 2000-01-3431, 2000.
- Potts, G. R.; Knuth, E. F.:** Dynamic Force Measurement System (DFMS) for Tires. in: SAE Technical Paper 2001-01-0790, 2001.
- Prins, J.; Gladstone Mateo:** Tyre Modelling Data Acquisition using a Whole Vehicle in Real World Conditions. In: 4th International Tyre Colloquium. Guildford, United Kingdom, April 20.-21., 2015.
- Pytko, J. A.; Tarkowski, P.; Fijalkowski, S.; Budzyński, P.; Dąbrowski, J.; Kupicz, W.; Pytko, P.:** An Instrumented Vehicle for Offroad Dynamics Testing. In: Journal of Terramechanics, 48 (2011). Nr. 5, S. 384–395.
- Randall, R. B.:** Frequency Analysis. 3. Auflage, Naerum, Denmark: Brüel & Kjaer, 1987. ISBN: 87-87355-07-8.
- Reichel, J.:** Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personenwagen Jochen Reichel. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2003. ISBN: 978-3-18-355312-9.

Reul, M.: Bremswegverkürzungspotential bei Informationsaustausch und Koordination zwischen semiaktiver Dämpfung und ABS. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2011. ISBN: 978-3-18-373812-0.

Roy, N.; Villaire, M.: Virtual Road Load Data Acquisition using Full Vehicle Simulations. in: SAE Technical Paper 2013-01-1189, 2013.

Rupp, A.; Grubisic, V.; Neugebauer, J.: Messrad. Offenlegungsschrift DE 7216670C2, 1994.

Sabbioni, E.; Cheli, F.; Melzi, S.: Development of an ESP Control Logic Based on Force Measurements Provided by Smart Tires. In: SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst., 6 (2013). Nr. 1, S. 43–51.

SAE International: Free-Rolling Cornering Test for Truck and Bus Tires. 2004.

Savitski, D.; Hoepping, K.; Ivanov, V.; Augsburg, K.: Influence of the Tire Inflation Pressure Variation on Braking Efficiency and Driving Comfort of Full Electric Vehicle with Continuous Anti-Lock Braking System. In: SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 8 (2015). Nr. 2, S. 460–467.

Schmeitz, A. J. C.: A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre Rolling over Arbitrarily Uneven Road Surfaces. Dissertation, Technische Universität Delft, Delft, 2004. ISBN: 90-9018380-9.

Schmeitz, A. J.C.; Besselink, I. J.M.; Hoogh, J. de; Nijmeijer, H.: Extending the Magic Formula and SWIFT Tyre Models for Inflation Pressure Changes. In: VDI-Berichte, 1912 (2005), S. 201–225.

Schmitt, J.: System und Verfahren zur Überwachung des Fahrverhaltens eines Kraftfahrzeugs. Offenlegungsschrift WO 02/053426 A1, 2002.

Schrüfer, E.: Signalverarbeitung. München: Hanser, 1992. ISBN: 3446165630.

Schudt, J. A.; Kodali, P.; Hong, H.-J.; Chidambaram, V.: Supplementation of Measured Vehicle Road Loads to Study Vehicle Configuration Changes. in: SAE Technical Paper 2005-01-1403, 2005.

Schwarz, R.; Willimowski, M.; Isermann, R.; Willimowski, P.: Improved Wheel Speed and Slip Determination Considering Influences of Wheel-Suspension Dynamics and Tire Dynamics. In: International Congress & Exposition. Detroit, Michigan, February 24.-27., 1997. S.123-133.

Seipel, G.: Analyse der Einflussgrößen auf die Entstehung und Intensität von Reifenspuren. Dissertation, Technischen Universität Darmstadt, Darmstadt, 2013. ISBN: 978-3-18-377212-4.

- Seipel, G.; Winner, H.; Baumann, F.; Hermanutz, R.:** Approach to Determine Slip Values Based on the Intensity of Tire Marks with Respect to Tire and Road Properties. in: SAE Technical Paper 2013-01-0781, 2013.
- Shi, W.; Hall, S. D.:** An Investigation of the Cornering Load Sensitivity of the Race Tyre. In: 2006 SAE World Congress. Detroit, Michigan, April 03.-06. 2006.
- Shimodaira, T.:** Application of Road Load Prediction Technique for Suspension Durability Input Condition. in: SAE Technical Paper 2014-01-0863, 2014.
- Shinde, V. V.; Pawar, P. R.; Shaikh, A.; Saraf, M. R.:** Generation of India Specific Vehicle Wheel Load Spectrum and its Applications for Vehicle Development. in: SAE Technical Paper 2013-26-0156, 2013.
- Shoberg, R. S.; Wallace, B.:** A Triaxial Automotive Wheel Force and Moment Transducer. in: SAE Technical Paper 750049, 1975.
- Siramdasu, Y.:** Discrete Tire Model Application for Vehicle Dynamics Performance Enhancement. Dissertation, Virginia Polytechnic Institute and State University, Virginia, 2015.
- Sommerfeld, J. L.; Meyer, R. A.:** Correlation and Accuracy of a Wheel Force Transducer as Developed and Tested on a Flat-Trac® Tire Test System. In: SAE International Congress and Exposition. Detroit, Michigan, March 01.-04., 1999.
- Stoffregen, J.:** Motorradtechnik. 8. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012. ISBN: 978-3-8348-1716-7.
- Stonex, K. A.:** Car Control Factors and their Measurement. in: SAE Technical Paper 410092, 1941.
- Swift, D. A.; Talaski, C.:** Development of a Transducer for Independent Measurements of Dual Truck Wheel Loads. In: Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition. Rosemount, Illinois USA, October 26.-28., 2004.
- Tandy, D.; Tandy, K.; Durisek, N.; Granat, K. J.; Pascarella, R. J.; Carr, L.; Liebbe, R.:** An Analysis of Yaw inducing Drag Forces Imparted during Tire Tread Belt Detachments. In: SAE 2007 World Congress. Detroit, Michigan, April 16.-19., 2007.
- Tiemann, R.:** Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS auf unebener Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Schwingungsdämpfers. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1993. ISBN: 3-18-320412-6.
- Tsujiuchi, N.; Koizumi, T.; Matsubara, M.; Moriguchi, K.; Shima, I.:** Prediction of Spindle Force using Measured Road Forces on Rolling Tire. in: SAE Technical Paper 2009-01-2107, 2009.

Unrau, H.-J.: Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2013. ISBN: 978-3-86644-983-1.

van Oosten, J.; Pacejka, H.: SWIFT-Tyre: An Accurate Tyre Model for Ride and Handling Studies for Higher Frequencies and Short Road Wavelengths. In: International ADAMS User Conference. Orlando, June 19.-21., 2000.

van Putten, S.: Methods and Potentials of Direct Identification of Tire Characteristics by Means of Vehicle Measurement. In: 23rd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology. Aachen, October 06.-08., 2014.

van Zanten, A.; Erhardt, R.; Lutz, A.: Measurement and Simulation of Transients in Longitudinal and Lateral Tire Forces. In: International Congress and Exposition. Detroit, Michigan, February 26.-March 02., 1990.

van Zanten, A.; Ruf, W. D.; Lutz, A.: Measurement and Simulation of Transient Tire Forces. In: International Congress & Exposition. Detroit, Michigan, February 27.-March 03., 1989.

Vantsevich, V. V.; Barz, D.; Kubler, J.; Schumacher, A.: Tire Longitudinal Elasticity and Effective Rolling Radii: Experimental Method and Data. In: 2005 SAE World Congress. Detroit, Michigan, April 11.-14., 2005.

Viehof, M.; Niemann, H.; Kochem, M.; Winner, H.: Objektivierungspotenzial der operativen Validierung im Anwendungsbereich der Fahrdynamiksimulation. In: VDI-Berichte 2279, 18. Kongress SIMVEC-Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung. Baden-Baden, November 22.-23., 2016.

Wang, D.; Lin, G.; Zhang, W.; Jiang, T.: Angle Error Compensation in Wheel Force Transducer. In: Measurement, 77 (2016), S. 203–212.

Wang, Y.; Winner, H.: Estimation of Vehicle Yaw Moment of Inertia in Dynamic Road Test using Wheel Force Sensor. In: 24th Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. Graz, Österreich, August 17.-21., 2015.

Weber, I.: Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2014.

Weiblen, W.: Integrated Vehicle Weight Optimization and Endurance Validation Process Based on Wheel Forces. In: International Congress and Exposition. Detroit, Michigan, February 23.-26., 1998.

Weiblen, W.; Barz, D.; Evers, W.; Herrmann, M.; Wolfer, P.; Reichel, J.: Integrated Wheel Dynamometer Technology for Vehicle and Bench Testing. In: 2003 SAE World Congress. Detroit, Michigan, March 03.-06., 2003.

Weiblen, W.; Burkard, H.; Sidler, A.; Wolfer, P.; Mayer, W.: Dynamic Wheel Load Measurements on Real Road Surfaces - What Accuracy to Expect? In: SAE 2001 World Congress. Detroit, Michigan, March 05.-08., 2001.

Weiblen, W.; Evers, W.; Gossweiler, C.; Schick, B.; Bode, O.; Barz, D.: Innovations in Piezoelectric Wheel Dynamometer Technology. In: SAE 2002 World Congress. Detroit, Michigan, March 04.-07., 2002.

Weiblen, W.; Hofmann, T.: Evaluation of Different Designs of Wheel Force Transducers. In: International Congress and Exposition. Detroit, Michigan, February 23.-26., 1998.

Weiblen, W.; Kockelmann, H.; Burkard, H.: Evaluation of Different Designs of Wheel Force Transducers (Part II). In: International Congress and Exposition. Detroit, Michigan, March 01.-04., 1999.

Welch, P.: The use of fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra: A Method Based on Time Averaging Over Short, Modified Periodograms. In: IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics, 15 (1967). Nr. 2, S. 70–73.

Whittemore, A. P.: Measurement and Prediction of Dynamic Pavement Loading by Heavy Highway Vehicles. In: SAE Mid-Year Meeting. Chicago, May 19.-23., 1969.

Wilkin, M. A.; Levesley, M. C.; Manning, W. J.: Design and Verification of an Extended Kalman Filter to Estimate Vehicle Tyre Forces. In: 2006 SAE World Congress. Detroit, Michigan, April 03.-06., 2006.

Windt, R.: Modern Techniques for Controlling a Full Vehicle on a Road Simulator. In: 22. SAE Brasil International Congress. Brasil, October 07.-09., 2013.

Wu, V.; Andrews, G.; Vermeulen, C.; Wong, D.; Peticca, G.; Nhan, B.: Effective Solutions to Decreasing Load Conflicts Using 4DOF Road Test Simulators. In: SAE 2007 World Congress. Detroit, Michigan, April 16.-19., 2007.

Xie, C.; Altsinger, R.; Kunert, A.: Messdatenbasierte Fahrdynamiksimulation. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 111 (2009). Nr. 4, S. 274–280.

Xu, P.; Wong, D.; LeBlanc, P.; Peticca, G.: Road Test Simulation Technology in Light Vehicle Development and Durability Evaluation. In: 2005 SAE World Congress. Detroit, Michigan, April 11.-14., 2005.

Yoon, H. J.; Kim, J.: Design of a Signal Transducer for Direct Conversion of Wheel Linear Accelerations into Tire Lateral Forces. In: International Journal of Automotive Technology, 14 (2013). Nr. 6, S. 897–902.

You, S. S.: Effect of Added Mass of Spindle Wheel Force Transducer on Vehicle Dynamic Response. in: SAE Technical Paper Series, 2012.

Zegelaar, P. W. A.: Modal Analysis of Tire In-Plane Vibration. In: International Congress & Exposition. Detroit, Michigan, February 24.-27., 1997.

Zegelaar, P. W. A.: the Dynamic Response of Tyres to Brake Torque Variations and Road Unevennesses. Delft, the Netherlands: Delft University of Technology, 1997. ISBN: 90-370-0166-1.

Zhang, L.; Liu, H.; Zhang, H.; Xu, Y.: Component Load Predication from Wheel Force Transducer Measurements. in: SAE Technical Paper 2011-01-0737, 2011.

Eigene Veröffentlichungen

Wang, Y.; Winner, H.: Research of Dynamic Measurement Characteristics of Wheel Force Sensor. 4th International Tyre Colloquium, 20.-21. April, in Guildford, UK, 2015

Wang, Y.; Winner, H.: Estimation of Vehicle Yaw Moment of Inertia in Dynamic Road Test Using Wheel Force Sensor. 24th International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, 17.-21. August, in Graz, Österreich, 2015

Wang, Y.; Winner, H.: Study of Measurement Behaviour of Wheel Force Sensor for Increasing Accuracy in Dynamic Measurement of Tyre Contact Force. 24th Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 5.-7. Oktober, in Aachen, Deutschland, 2015

Betreute studentische Arbeiten

Huang, X.: Entwicklung von Algorithmen zur Parameteridentifikation für ein Simulationsmodell eines Viertelfahrzeugs mit Messfelge. Master-Thesis Nr. 527/13, 2014

Liu, B.: Messfehleridentifikation und -modellierung von Messfelgen im Fahrdynamikversuch. Master-Thesis Nr. 537/13, 2014

Yuan, Q.: Weiterentwicklung einer Methodik zur messdatenbasierten Parametrierung von Fahrzeugmodellen zur Fahrdynamiksimulation mit IPG CarMaker mithilfe von Messfelgen. Master-Thesis Nr. 538/13, 2014

Yan, K.: Untersuchung von Reifenmodellen unter Berücksichtigung der Fahrbahnanregung. Master-Thesis Nr. 539/13, 2014

Kachisi, P.: Identifikation und Bewertung des Testverhaltens für Bestimmung des Gierträgheitsmoments im Fahrdynamikversuch mithilfe von Messfelgen. Bachelor-Thesis Nr. 1211/14, 2015

Chen, Z.: Untersuchung der Interpretationsfehler von Messfelgen in Fahrdynamikversuch. Bachelor-Thesis Nr. 1213/15, 2015

Tichi, B.: Analyse der Einflüsse auf die Bestimmung der Schräglaufsteifigkeit im Fahrdynamikversuch mithilfe von Messfelgen. Bachelor-Thesis Nr. 1220/15, 2015

Ackermann, S.; Qin, L.; Jin, Y.; Wondrak, J.; Volk, B.; Matthäy, J.: Konstruktion eines Prüfstands zur Untersuchung des dynamischen Messverhaltens von Messfelgen. Advanced Design Project Nr. 59/15, 2015

Wang, Z.: Erweiterung und Identifikation der Simulationsmodelle für die Untersuchung des dynamischen Messverhaltens von Messfelgen. Master-Thesis Nr. 583/15, 2016

Djojo, R.: Inbetriebnahme und Validierung eines Flachbandprüfstands zur Untersuchung des dynamischen Messverhaltens von Messfelgen. Bachelor-Thesis Nr. 1225/15, 2015

Xiong, H.: Erweiterung der Simulationsmodelle für die Untersuchung des dynamischen Messverhaltens von Messfelgen mit rotierendem Rad. Master-Thesis Nr. 589/15, 2016

Hartfiel, R.: Experimentelle Untersuchung des dynamischen Messverhaltens von Messfelgen bei ABS-Bremungen auf unebener Fahrbahn. Bachelor-Thesis Nr. 1243/15, 2016

Cui, Y.: Validierung des CarMaker-Simulationsmodells bei ABS-Bremungen auf unebener Fahrbahn. Bachelor-Thesis Nr. 1257/16, 2016

He, W.: Validierung des CarMaker-Simulationsmodells beim Slalom-Versuch. Bachelor-Thesis Nr. 1258/16, 2016

Zhan, C.: Modellierung der Radaufhängung und des Radvektorsensors in ADAMS. Bachelor-Thesis Nr. 1259/16, 2016

Wang, X.: Identifikation der nichtlinearen Reifeneigenschaften auf Hydropulser-Prüfstand mithilfe von Messfelgen. Bachelor-Thesis Nr. 1260/16, 2016

Xu, B.: Validierung eines CarMaker-Simulationsmodells für die Versuche auf einem Vierstempelprüfstand. Bachelor-Thesis Nr. 1261/16, 2016

Hu, L.: Simulation eines MKS-Reifenmodells mit rotierendem Rad unter Berücksichtigung der Messfelgen. Master-Thesis Nr. 609/16, 2016

Jin, Y.: Untersuchung des Einflusses von Messgeräten am Rad auf die fahrdynamischen Eigenschaften eines Fahrzeuges. Master-Thesis Nr. 610/16, 2016

Huang, X.: Mechanische Vorbereitung und Validierung eines Flachbandprüfstands zur Untersuchung des dynamischen Messverhaltens von Messfelgen. Bachelor-Thesis Nr. 1262/16, 2016

Wang, S.: Aufbau eines Messsystems für einen Flachbandprüfstand zur Untersuchung des dynamischen Messverhaltens von Messfelgen. Bachelor-Thesis Nr. 1263/16, 2016

Ruan, Y.: Untersuchung des Einflusses eines Messverfahrens auf das Streuverhalten von Messdaten bei der μ -Schlupf-Messung mit Messfelgen in CarMaker. Bachelor-Thesis Nr. 1267/16, 2016

Chen, C.; Chen, S.; Hu, X.; Lu, Q.; Li, Y.; Peng, D.; Uksul, E.: Entwicklung eines Messsystems zum Erfassen von Radbewegung. Advanced Design Project Nr. 73/15, 2016

Li, Y.: Fehleruntersuchung und Modellierung von WFS, WPS und LGS in Fahrdynamikversuch. Master-Thesis Nr. 619/16, 2016

Hammel, F.: Experimentelle Fehleruntersuchung von Wheel Force Sensor, Wheel Position Sensor und Laser Ground Sensor. Bachelor-Thesis Nr. 1277/16, 2016

Ren, J.: Modellierung und Simulation des Bremsvorgangs auf Unebenheit unter Berücksichtigung der Messfelgen. Master-Thesis Nr. 629/16, 2016

Gebhard, M.: Experimentelle Untersuchung des dynamischen Messverhaltens von Messfelgen auf einem Flachbandprüfstand. Bachelor-Thesis Nr. 1283/16, 2016

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Yang Wang
Geburtsdatum: 11.03.1986
Geburtsort: Anhui, China
Staatsangehörigkeit: Chinesisch

Schulzeit

1998 – 2001 Unterstufe der Mittelschule, Hefei No. 42 Middle School
Anhui, China
2001 – 2004 Oberstufe der Mittelschule, Hefei No. 1 Middle School
Anhui, China

Studium

2004 – 2009 Studiengang Maschinenbau - Fahrzeugtechnik
Tongji University, Shanghai, China
Abschluss: BACHELOR OF ENGINEERING (B.Eng.)
2009 – 2012 Studiengang Maschinenbau - Fahrzeugtechnik
Tongji University, Shanghai, China
Abschluss: MASTER OF ENGINEERING (M.Eng.)

Berufstätigkeit

2012 – 2017 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeug-
technik der Technischen Universität Darmstadt